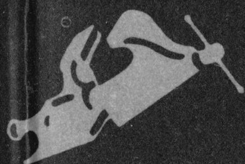
COLECȚIA DE ATELIER













I. RABINOVICI A. ANGHEL

ȘT. NIBELEANU

TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE

Volumul II



EDITURA TEHNICĂ

Lucrarea este o reeditare a ediției din 1971, îmbunătățită substanțial. Sînt prezentate noțiunile generale despre toleranțe și ajustaje, toleranțele și ajustajele asamblărilor cilindrice netede, rulmenților, asamblărilor filetate, angrenajelor, asamblărilor cu pană și cu caneluri. Sînt analizate de asemenea problemele legate de precizia suprafețelor pieselor (macrogeometria, ondulația, rugozitatea suprafețelor, precum și influența formei și gradului de rugozitate asupra deformării ajustajelor).

Lucrarea cuprinde un capitol de „Lanțuri de dimensiuni", în cadrul cărora sînt expuse metoda interschimbabilității totale și metoda interschimbabilității parțiale.

Lucrarea se încheie cu un capitol referitor la metoda prescrierii toleranțelor pe baza teoriei probabilităților, problemă de o deosebită actualitate.

Conținutul lucrării este în întregime pus în concordanță cu standardele în vigoare, care corespund cu sistemul ISO de toleranțe și ajustaje.

Lucrarea se adresează muncitorilor, maiștrilor și tehnicienilor din uzinele constructoare de mașini, precum și elevilor din școlile profesionale și din liceele industriale.

Redactor: Ing. **VICTORIA POPESCU**
Tehnoredactor: **VALERIU MORĂRESCU**
Coperta: **TEODOR BOGOI**

Bun de tipar: 17.IV.1980. Coli de tipar: 8,5.
C.Z. 621.753.

Tiparul executat sub com. nr. 521,
la Întreprinderea Poligrafică „Crișana",
Oradea, str. Moscovei, nr. 5.



6. TOLERANȚELE ANGRENAJELOR

Angrenajele sînt folosite în construcția de mașini pentru transmiterea mișcării de rotație între doi arbori, raportul dintre vitezele lor unghiulare fiind constant. În funcție de forma roților și așezarea relativă a arborilor, angrenajele se împart în cilindrice (cu axe paralele), conice (cu axe concurente), melcate și hiperbolice (cu axe încrucișate). Ca o varietate a angrenajelor poate fi considerată și transmisia cu cremalieră.

După forma dinților roțile dințate se împart în roți cu dinți drepți, înclinați, în V și curbi.

Varietatea de angrenaje care se fabrică în prezent se poate grupa în 3 grupe și anume:

— de divizare;
— de viteză și
— de forță.

Angrenajele de divizare sînt utilizate acolo unde se cere o precizie cinematică ridicată și anume o concordanță perfectă dintre unghiurile de rotație ale arborelui conducător și a celui condus, ca de exemplu la aparatele de măsurat, la angrenajele de divizare la mașini unelte, la angrenajele mașinilor de divizat etc. În cele mai multe cazuri roțile la aceste angrenaje sînt realizate cu module mici și dinți cu lungime mică, ele lucrînd la sarcini și viteze mici. În cazul transmisiilor reversibile este necesar să se asigure un joc minim între flancuri.

Angrenajele de viteză sînt utilizate la reductoare de turbine, la turbine de aviație și alte mașini. Ele lucrează la viteze periferice mari, pînă la 120 m/s și mai mult și transmit puteri mari depășind chiar 40 000 kW. Pentru aceste angrenaje este necesară o funcționare lină, fără vibrații și fără zgomot, respectiv menținerea constantă a raportului de transmitere. Mai este necesar să se asigure un contact între flancurile

dinţilor conjugaţi, precum şi un anumit joc dintre flancuri. Modulele sînt în general mici iar lungimea dinţilor (lăţimea roţilor) este mare.

Angrenajele de forţă sînt utilizate în cazul unor viteze periferice relativ mici, însă al unor puteri mari de transmitere de la un arbore la celălalt. Roţile dinţate folosite în astfel de cazuri sînt executate cu un modul mare şi cu o lungime mare a dinţilor. Ca exemplu pot servi reductoarele la laminoare, mecanismele de ridicat şi transportat şi altele. În astfel de cazuri atenţia de bază va fi îndreptată asupra asigurării unui bun contact în lungul flancului dinţilor.

În condiţiile reale de funcţionare, procesul de angrenare are anumite abateri faţă de condiţiile ideale. Aceste abateri sînt provocate atît de erorile de fabricaţie ale roţilor dinţate, cît şi ale celorlalte elemente ale angrenajului: arbori, lagăre etc. precum şi de erorile de montaj.

Precizia roţilor dinţate reprezintă unul din factorii cei mai importanţi pentru atingerea limitelor de viteză şi de încărcare maximă la mecanisme, agregate şi maşini.

În continuare se vor analiza toleranţele roţilor dinţate care formează angrenaje cilindrice, conice, melcate şi a celor cu cremalieră.

Atît termenii, simbolurile şi notaţiile pentru erorile, abaterile şi toleranţele roţilor dinţate, cît şi valorile toleranţelor sînt stabilite prin următoarele standarde:

STAS 6273-60 „Angrenaje cilindrice. Toleranţe".
STAS 6460-61 „Angrenaje conice. Toleranţe".
STAS 6461-61 „Angrenaje melcate. Toleranţe" şi
STAS 7395-66 „Angrenaje cu cremalieră. Toleranţe".

Standardele stabilesc pentru fiecare din aceste angrenaje cîte 12 clase de precizie notate cu cifrele 1 pînă la 12 în ordinea descrescîndă a preciziei. Pentru fiecare tip de angrenaj se indică valori pentru acele clase de precizie care se pot executa cu tehnologia actuală.

Erorile elementelor roţilor dinţate au o influenţă complexă asupra comportării acestora în angrenaj. Standardele stabilesc „Criterii de precizie" pentru angrenaje, fiecare din aceste criterii de precizie fiind caracterizat prin diferite abateri ale elementelor.

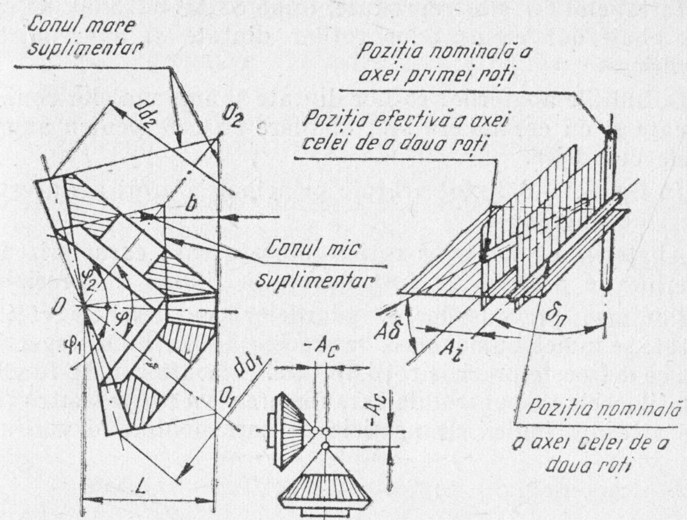


Fig. 6.1. Erorile roţilor dinţate şi angrenajelor conice.

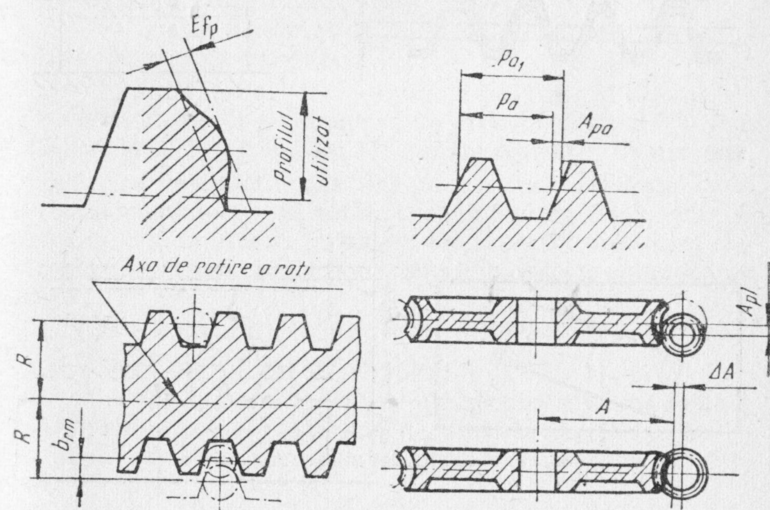


Fig. 6.2. Erorile melcilor şi angrenajelor melcate.

În tabelul 6.1 sînt reproduse, după STAS 6273-60, definițiile abaterilor elementelor roților dințate și angrenajelor cilindrice.

Definițiile abaterilor roților dințate și angrenajelor conice, melcate și cu cremalieră sînt similare cu cele pentru angrenajele cilindrice.

În fig. 6.1—6.3 sînt arătate principalele erori ale acestor tipuri de angrenaje.

Abaterile elementelor roților dințate care caracterizează criteriile de precizie au fost denumite „indici de precizie".

Conform prevederilor standardelor, pe desenele roților dințate se indică numai clasa de precizie a criteriului respectiv, ceea ce definește precizia roții dințate. Executantul, în funcție de mijloacele de control de care dispune, va alege pentru fiecare criteriu, indicii de precizie pe care poate să-i verifice.

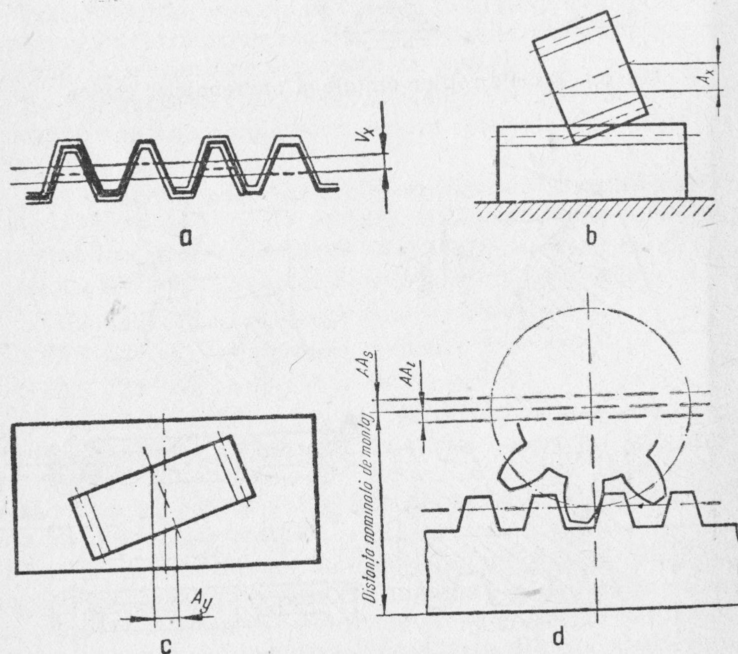


Fig. 6.3. Erorile angrenajelor cu cremalieră.

6.1. **ANGRENAJE CILINDRICE**

Pentru angrenajele cilindrice sînt stabilite următoarele trei criterii:

— criteriul de precizie cinematică a roții;
— criteriul de funcționare lină în angrenaj.
— criteriul de contact între dinți.

Criteriul de precizie cinematică stabilește pentru roata ce se verifică eroarea maximă totală a unghiului de rotire în limita unei rotații complete a roții, precum și erorile elementelor danturii care determină această eroare totală.

Criteriul de precizie cinematică a roții poate fi definit printr-unul din următorii indici de bază:

a — Eroarea cinematică (*Ecn*) sau;
b — Eroarea cumulată de pas (*Ecp*)

sau printr-unul din următoarele complexe de indici de precizie:

c — Bătaia radială (*br*) și variația lungimii peste dinți (*VLn*);
d — Bătaia radială (*br*) și eroarea de rostogolire (*Erg*);
e — Variația distanței de măsurat dintre axe (*VAm*) și variația lungimii peste dinți (*VLn*);
f — Variația distanței de măsurat dintre axe (*VAm*) și eroarea de rostogolire (*Erg*);
g — Bătaia radială (*br*) — numai pentru roți din clasele de precizie 7, 8 și 9 cu diametre de divizare peste 2 000 mm și la clasele de precizie 10 și 11 la orice diametru de divizare.

Criteriul de funcționare lină în agrenaj stabilește valorile componentelor erorii totale a unghiului de rotire, care se repetă de mai multe ori în timpul unei rotații, precum și elementele danturii ale căror erori determină aceste componente ciclice.

El poate fi definit printr-unul din următorii indici de bază:

a — Eroarea ciclică (*Ecl*) sau
b — Variația pasului (*Vp*) — (se socotește indice de bază numai pentru roți dințate late cu dinți înclinați sau în V)

sau printr-unul din următoarele complexe de indici de precizie:

c — Abaterea pasului de bază (*Apb*) și eroarea formei profilului (*Efp*);

Tabelul 6.1

Definițiile abaterilor elementelor roților dințate și angrenajelor cilindrice

Termen	Definiție	Simbol	Schiță
Eroarea cinematică	Eroarea maximă a unghiului de rotire a roții dințate, în limitele unei rotații complete, în cazul angrenării cu roata de măsurare (etalon) pe un singur flanc, la distanța nominală dintre axe.	*Ecn*	
Eroarea cumulată de pas	Diferența maximă dintre valorile efective ale unui număr oarecare de pași și valoarea teoretică a aceluiași număr de pași	*Ecp*	

Tabelul 6.1 (continuare)

Termen	Definiție	Simbol	Schiță
Bătaia radială	Diferența maximă dintre distanțele coardelor constante ale dinților (sau ale golurilor dintre dinți) la axa de rotire a roții	*br*	
Variația lungimii (cotei) peste dinți	Diferența dintre valoarea maximă și minimă a lungimii (cotei) peste dinți la aceeași roată	*VLn*	

Tabelul 6.1 (continuare)

Termen	Definiție	Simbol	Schiță
Eroarea de rostogolire	Partea componentă a erorii cinematice care rezultă din aceasta scăzînd: — la roțile cu dinți drepți, bătaia radială și abaterea pasului de bază; — la roțile cu dinți înclinați, bătaia radială	*Erg*	Roată ce se verifică; A_m; Roată de măsurare (etalon)
Distanța nominală de măsurat dintre axe	Distanța dintre axele de rotire ale celor două roți la angrenarea fără joc a roții de măsurare (etalon) cu roata ce se verifică, care are o deplasare suplimentară minimă, $x\,s_{min}$ a profilului de referință	*Am*	
Variația distanței de măsurat dintre axe	Diferența dintre valoarea maximă și minimă a distanței de măsurat dintre axele roții de măsurare (etalon) și roții care se verifică, la angrenarea fără joc dintre roți și la o rotire completă a roții care se verifică, respectiv la rotirea ei cu un dinte.	*AAm* *VAm* TV Am TV Am_1	AAm_i; AAm_s
Eroarea ciclică	Componentă a erorii cinematice a roții dințate, care se repetă periodic de mai multe ori la o rotație completă a roții	*Ecl*	E_{cnp1}; E_{cnp2}; E_{cnp3}; E_{cnpn} $E_{cl}=\frac{E_{cnp1}+E_{cnp2}+\ldots+E_{cnp\,n}}{n}$

Tabelul 6.1 (continuare)

Termen	Definiție	Simbol	Schiță
Variația pasului	Diferența dintre doi pași oarecare, măsurați pe arcul de cerc dintre două flancuri omologe succesive	*Vp*	
Abaterea pasului de bază	Diferența dintre distanțele, efectivă și nominală, dintre două drepte paralele tangente la două flancuri omologe succesive.	*Apb*	
Eroarea formei profilului	Distanța măsurată pe normala dintre două profile teoretice în evolventă a dintelui roții, care conturează profilul efectiv în limitele profilului utilizabil	*Efp*	

Tabelul 6.1 (continuare)

Termen	Definiţie	Simbol	Schiţă
Pata de contact (suprafaţa de contact)	Suprafaţa efectivă de contact a flancului dintelui pe care se află urmele de contact cu flancurile dinţilor roţii conjugate, la angrenarea în condiţiile de funcţionare şi la rotirea cu frînare uşoară	*Pc*	
Abaterea paşilor axiali	Diferenţa dintre distanţa efectivă şi nominală, între două suprafeţe omologe ale dinţilor, pe aceeaşi generatoare a cilindrului, avînd ca axă, axa de rotire a roţii şi care trece aproximativ pe la jumătatea înălţimii dinţilor. Abaterea pentru care se prescriu valori limită se măsoară pe normala la elicea efectivă a flancului.	*Apa*	
Eroarea direcţiei dintelui	Arcul de cerc dintre două drepte (sau două elice) ale direcţiei efective şi nominale ale dintelui, care se găsesc pe cilindrul care trece aproximativ pe la jumătatea înălţimii dintelui şi care delimitează direcţia efectivă a dintelui pe întreaga lungime a acestuia	*Ed*	

Termen	Definiție
Erorile de la paralelismul axelor	Neparalelismul proiecțiilor axelor de rotație ale roților pe planul lor teoretic comun. Neparalelismul proiecțiilor axelor de rotație ale roților pe un plan perpendicular pe planul teoretic.
Eroarea direcției liniei de contact	Distanța măsurată pe normala dintre două drepte paralele cu linia de contact nominală, situate într-un plan tangent la cilindrul de bază și care delimitează linia de contact efectivă.

Tabelul 6.1 (continuare)

Simbol	Schiță
Ex *Ey*	Ey B Ex
Elc	Direcția axei roții Direcția nominală a liniei de contact Lungimea liniei de contact Elc

Tabelul 61. (continuare)

Termen	Definiție	Simbol	Schiță
Eroarea rectilinității liniei de contact	Distanța dintre două drepte paralele, cele mai apropiate între ele, situate într-un plan tangent la cilindrul de bază, care delimitează linia de contact efectivă.	*Erlc*	Erlc; Direcția axei roții; Lungimea liniei de contact
Jocul dintre flancuri	Jocul dintre dinții roților conjugate din angrenaj, care asigură a rotire liberă a uneia dintre roțile dințate, cînd cealaltă este fixă.	*j*	j_{min}
Abaterea distanței dintre axe	Diferența dintre distanțele dintre axele efectivă și nominală, în planul median al angrenajului.	*AA*	

Tabelul 6.1 (continuare)

Termen	Definiție	Simbol	Schiță
Poziția nominală a profilului de referință	Poziția convențională a profilului de referință față de axa roții, angrenarea făcîndu-se fără joc cu roata conjugată avînd poziția nominală a profilului de referință și la distanța nominală dintre axe.		
Deplasarea suplimentară a profilului (pentru asigurarea jocului)	Deplasarea negativă a profilului de referință din poziția nominală. Prin aceasta se micșorează grosimea dintelui și se realizează jocul dintre flancuri.	*xS*	xs_{min}; xs; Txs; Poziția nominală a profilului de referință

d — Variația distanței de măsurat dintre axe la rotirea roții cu un dinte (VAm_1);

e — Abaterea pasului de bază (*Apb*) și variația pasului (*Vp*);

f — Variația pasului (*Vp*) numai pentru roți din clasele de precizie 10 și 11.

Se vor arăta în continuare unele efecte pe care erorile arătate le au asupra angrenajelor.

În cazul angrenajelor de încărcare și de viteză mare, ca de exemplu la reductoarele pentru turbine, erorile ciclice provoacă întreruperea contactului la dinții conjugați și dau naștere la impulsuri repetate care provoacă oscilații torsionale la elementele transmisiei, oscilații transversale la arbori și vibrații la întregul agregat. Aceste fenomene dinamice datorate erorilor ciclice sînt însoțite de un zgomot puternic. Fenomenele dinamice provocate de erorile ciclice pot deveni și cauza unei avarii la mașină.

Abaterea pasului de bază contribuie la dereglarea funcționării line a roților cu dinți drepți și a roților cu dinți înguști și înclinați. În cazul cînd pasul de bază nu are abateri, schimbarea conjugării se va produce în mod lin prin faptul că

în momentul ieșirii din angrenare a unei perechi de dinți, a doua pereche de dinți realizează între timp contactul respectiv.

Datorită abaterilor pasului de bază se poate să se afle în angrenare o singură pereche de dinți, din care cauză schimbarea conjugării va fi însoțită de bătăi și de un zgomot exagerat.

Abaterea pasului de bază la roțile cu dinți lați și înclinați și la acelea cu dinți în V nu influențează funcționarea lor lină, însă micșorează înălțimea contactului dinților roților conjugate.

Se menționează că deplasarea profilului ameliorează sensibil funcționarea lină a angrenajului (intrarea și ieșirea în cursul angrenării dinților făcîndu-se mai lin).

Prezența deplasărilor contribuie de asemenea la formarea unei pene de ulei între dinți în cursul angrenării, ceea ce, împreună cu deformarea elastică a dinților, micșorează accelerația relativă a dinților, încărcările lor dinamice și zgomotul angrenajului.

Criteriul de contact al dinților stabilește precizia flancurilor dinților prin raportul minim în procente dintre dimensiu-

nile petei de contact și dimensiunile suprafeței utilizate a flancurilor, precum și elementele danturii și angrenajului ale căror erori determină forma și mărimea petei de contact. El poate fi definit prin indicele de bază „pata de contact" (*Pc*) sau printr-unul din următoarele complexe de indici de precizie:

a. Abaterea pașilor axiali (*Apa*) și eroarea direcției liniei de contact (*Elc*) — pentru roți late cu dinți înclinați sau în V.

Un contact neuniform la dinți conjugați provoacă concentrarea eforturilor pe o suprafață mică a dinților și distribuirea neuniformă a ungerii avînd ca rezultat uzura neuniformă a dinților. Este de notat că pata de contact la o transmisie montată, caracterizează concomitent nu numai precizia fiecărei roți conjugate în parte ci și precizia montajului în totalitatea lui.

b. Eroarea direcției dintelui (*Ed*) — pentru roți cu dinți drepți și pentru roți înguste cu dinți înclinați.

Pentru asigurarea unei bune angrenări se prescrie de asemenea jocul dintre flancurile dinților.

Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri sînt:

a) deplasarea suplimentară a profilului (x_s) sau

b) abaterea limită a distanței de măsurat dintre axe (*AAm*).

Se admite combinarea criteriilor de precizie cinematică, de funcționare lină și de contact a dinților avînd indicii din clase de precizie diferite. Aceasta se explică prin faptul că erorile diferiților indici influențează precizia roților cu dinți drepți și a celor cu dinți înclinați în diferite feluri. Astfel de exemplu, abaterile limită ale pasului de bază Ap_b influențează funcționarea lină la roțile cu dinți drepți și nu influențează funcționarea roților cu dinți înclinați, asupra funcționării line a acestora influențînd ondulația liniei elicoidale a dintelui.

Între diferiți indici de precizie existînd o corelație bine determinată, s-a stabilit că, pentru criteriul de funcționare lină, indicii nu vor putea fi mai preciși decît cu două clase și mai puțin preciși decît cu o clasă, față de clasa criteriului de precizie cinematică.

Indicii pentru criteriul de contact dintre dinți nu pot fi decît cu o clasă mai puțin preciși decît clasa pentru criteriul de funcționare lină în angrenaj.

Felul de întocmire a sistemului de toleranțe pentru roți dințate cilindrice este arătat în schema din fig. 6.4.

Alegerea clasei de precizie pentru executarea roților și montarea angrenajelor se face pe baza necesităților de exploatare și a cerințelor tehnice. Se ține seama de viteza de rotație,

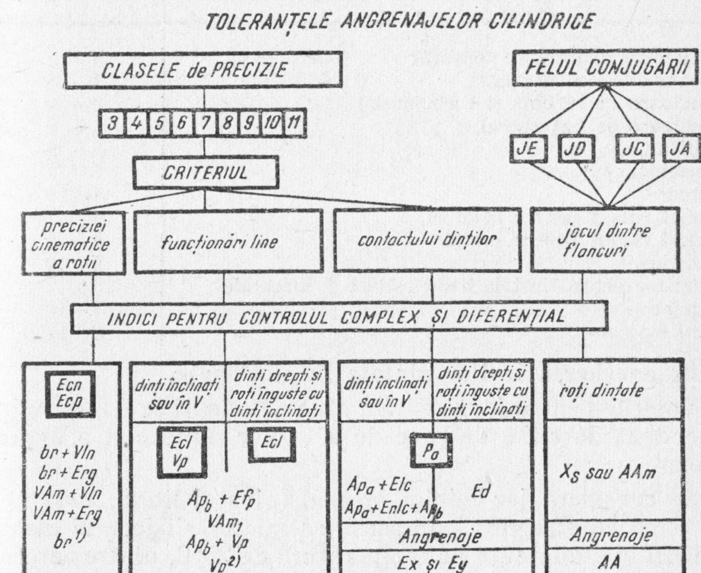


Fig. 6.4. Toleranțele angrenajelor cilindrice.

de puterea transmisă, de cererile impuse față de precizia cinematică, față de funcționarea lină, de funcționarea fără zgomot, de lipsa de vibrații etc.

În tabelul 6.2 sînt date indicații cu privire la alegerea clasei de precizie pentru angrenaje dințate.

La alegerea clasei de precizie se mai ține seamă și de experiența în exploatare pentru angrenajele analoge.

Tabelul 6.2

Indicații cu privire la alegerea claselor de precizie pentru diferite angrenaje dințate

Domenii de utilizare	Clasa de precizie
Roți pentru aparate de măsurat	3—5
Mașini-unelte pentru metal	3—8
Reductoare de turbine și turbomașini	3—6
Reductoare de uz general	6—9
Mașini auto	5—8
Autocamioane	7—9
Tractoare	8—10
Material rulant pentru călători	5—7
Material rulant pentru marfă	6—8
Laminoare	6—10
Mecanisme pentru instalații de ridicat și macarale de mine	7—10
Mașini agricole	8—11

Împerecherea roților dințate în angrenaje.

Valorile pentru jocul minim dintre flancuri se stabilesc independent de clasa de precizie a roților dințate și a angrenajelor.

Se consideră joc minim normal (ajustaj liber), notat cu JC, jocul care asigură compensarea micșorării jocului dintre flancuri la o diferență de temperatură de 25°C, dintre carcasa reductorului și angrenaj, coeficienții lor de dilatare fiind egali.

Se admite alegerea și a altor jocuri minime dintre flancuri în afară de jocul normal JC. În acest caz se recomandă următoarele jocuri dintre flancuri:

— joc minim nul (ajustaj alunecător) JE; joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD; joc minim mărit (ajustaj larg) JA (fig. 6.5.)

Notarea preciziei angrenajelor dințate. Notarea preciziei roților și angrenajelor dințate conține clasa de precizie și

felul jocului dintre flancuri. De exemplu, un angrenaj cilindric după clasa de precizie 6, avînd un joc între flancuri JC se notează astfel: 6-JC STAS 6723-60.

Pentru angrenajele al căror joc dintre flancuri nu corespunde indicilor prevăzuți mai înainte, în notație nu se scrie simbolul jocului dintre flancuri.

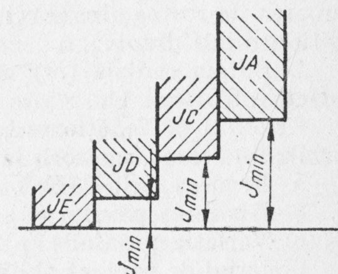


Fig. 6.5. Schema poziției cîmpurilor de toleranță pentru jocul dintre flancuri.

Precizia roților dințate și angrenajelor în cazul combinării criteriilor de precizie ale diferitelor clase se notează cu trei cifre și un simbol. Prima cifră reprezintă clasa de precizie cinematică, a doua cifră — clasa de precizie pentru funcționarea lină, a treia cifră — clasa de precizie pentru contactul dintre dinți iar simbolul reprezintă jocul dintre flancuri al angrenajului. De exemplu un angrenaj a cărui clasă de precizie cinematică este 7, de funcționare lină 8, de contact dintre dinți, 7 și jocul dintre flancuri JD se notează astfel: 7—8—7 JD STAS 6273-60.

În cazul în care se aleg alte jocuri dintre flancuri decît cele recomandate mai înainte, simbolul jocului nu se scrie în notare.

Alegerea complexelor criteriilor de precizie ale roților dințate, care urmează a fi controlate în mod obligatoriu, se face de către uzina constructoare. ținînd seamă de destinația și de condițiile de execuție ale roților.

6.2. ANGRENAJE CONICE

Pentru angrenajele conice sînt stabilite aceleași trei criterii de precizie ca și pentru angrenajele cilindrice.

Criteriul de precizie cinematică a roții poate fi definit printr-unul din indicii de bază:

a. Eroarea cinematică (*Ecn*) sau

b. Eroarea cumulată de pas (*Ecp*)

sau printr-unul din următoarele complexe de indici de precizie.

c. Bătaia radială (*br*) și eroarea de rostogolire (*Erg*).

d. Variația jocului de măsurat dintre flancuri (*Vjm*) și eroarea de rostogolire (*Erg*)

e. Variația unghiului de măsurat dintre axe ($V\delta m$) și eroarea de rostogolire (*Erg*) — complex admis numai pentru roți cu dinți drepți.

f. Bătaia radială (*br*) numai pentru roți din clasele de precizie 9, 10 și 11.

Criteriul de funcționare lină în angrenaj poate fi definit printr-unul din următorii indici de precizie:

a. Eroarea ciclică (*Ecl*).

b. Abaterea pasului (*Ap*).

c. Variația pasului (*Vp*).

Criteriul de contact al dinților poate fi definit printr-unul din următoarele complexe de indici de precizie:

a. Pata de contact (*Pc*), deplasarea vîrfului conului de divizare (*Ac*) și neintersectarea axelor (*Ai*). Acest complex se utilizează pentru angrenaje nereglabile.

b. Pata de contact (*Pc*) și neintersectarea axelor (*Ai*). Acest complex se utilizează pentru angrenajele reglabile.

Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri, sînt:

a. Subțierea dintelui (*As*) sau

b. Abaterea limită a unghiului de măsurat dintre axe ($A\delta m$).

6.3. ANGRENAJE MELCATE

Pentru angrenajele melcate se stabilesc două serii de criterii de precizie în funcție de destinația angrenajului.

Pentru angrenajele cinematice, caracterizate prin: modul axial peste 1 mm pînă la 16 mm, diametrul de divizare al roții melcate pînă la 5 000 mm și poziția relativă a roții melcate și melcului reglabile, criteriile de precizie sînt:

— criteriul de precizie a melcului;

— criteriul de precizie a roții melcate;

— criteriul de precizie a angrenajului melcat cinematic.

Pentru angrenajele de transmitere a puterii, caracterizate prin modul axial peste 1 mm pînă la 30 mm, diametrul de divizare al roții melcate pînă la 2 000 mm, diametrul de

divizare al melcului pînă la 400 mm pentru orice număr de începuturi și poziția relativă a roții melcate și melcului nereglabilă, criteriile de precizie sînt:

— criteriul de precizie a melcului;

— criteriul de precizie a roții melcate;

— criteriul de precizie a montării angrenajului melcat de transmitere a puterii (nereglabil).

Criteriul de precizie a melcului este determinat de unul din următoarele complexe de indici de precizie:

a. Abaterea elicei melcului în limitele unei rotații complete (*Ae*) și pe întreaga lungime a melcului (*Ael*).

b. Abaterea pasului axial (*Apa*), eroarea cumulată a pasului axial (*Ecpa*), eroarea formei profilului melcului (*Efp*) și bătaia radială a spirei melcului (*brm*).

Criteriul de precizie a roții melcate din angrenajele cinematice (reglabile) este determinat de unul din următoarele complexe de indici de precizie:

— pentru clasele de precizie 3 și 4:

a. Eroarea cinematică de prelucrare (*Ecnp*), eroarea ciclică de prelucrare (*Eclp*), bătaia radială a danturii (*br*) și eroarea suprafeței generatoare a sculei (*Esg*).

b. Eroarea cumulată de pas (*Ecp*), eroarea ciclică de prelucrare (*Eclp*) și eroarea suprafeței generatoare a sculei (*Esg*).

— pentru clasele de precizie 5, 6, 7, 8 și 9:

a. Diferența dintre doi pași succesivi ai roții (*Aps*) și eroarea cumulată de pas (*Ecp*).

b. Diferența dintre doi pași succesivi ai roții (*Aps*) și bătaia radială (*br*).

Criteriul de precizie a roților melcate din angrenajele pentru transmiterea puterii (nereglabile), din clasele 5, 6, 7, 8 și 9 este determinat de unul din următoarele complexe de indici de precizie:

a. Diferența dintre doi pași succesivi ai roții (*Aps*), eroarea cumulată de pas (*Ecp*), abaterea distanței dintre axe la prelucrare (*AAp*) și deplasarea planului median al roții de prelucrare (*Aplp*).

b. Diferența dintre doi pași succesivi ai roții (*Aps*), bătaia radială (*br*), abaterea distanței dintre axe la prelu-

crare (AAp) și deplasarea planului median al roții la prelucrare ($Aplp$).

Criteriul de precizie a angrenajului melcat cinematic determină:

— valoarea erorii cinematice (eroarea totală a unghiului de rotire) la o rotație completă a roții melcate în angrenare cu melcul conjugat;

— valoarea erorii ciclice, care determină funcționarea lină a angrenajului;

— suprafața de contact dintre flancurile dinților roții melcate și spirele melcului.

Criteriul de precizie a angrenajului melcat de transmitere a puterii determină:

— precizia poziției relative a roții melcate și a melcului, prin abaterile elementelor de montare a angrenajului;

— suprafața de contact dintre flancurile dinților roții melcate și spirele melcului.

Pentru fiecare clasă de precizie a angrenajelor melcate se indică indicii pentru criteriul de precizie a melcului, pentru criteriul de precizie a roții melcate și pentru criteriul de precizie a angrenajului (cinematic sau de transmitere a puterii).

Independent de clasa de precizie a angrenajului, se stabilesc și indicii de precizie pentru jocul dintre dinții roții melcate și spirele melcului.

Indicele de bază pentru joc este jocul normal garantat (ajustajul liber), al cărui simbol este JC, care asigură compensarea micșorării jocului la încălzirea angrenajului pînă la 80°C și a carcasei angrenajului pînă la 50°C avînd coeficientul de dilatare liniară a materialului corpului $10,5 \cdot 10^{-6}$, al șurubului melc $11,5 \cdot 10^{-6}$ și al roții melcate $17,5 \cdot 10^{-6}$.

Se admite să se ia și alte valori pentru joc, diferite de acelea ale jocului normal JC și anume:

— cu joc minim nul (ajustajul alunecător) JE;

— cu joc minim micșorat (ajustajul semiliber) JD;

— cu joc minim mărit (ajustajul larg) JA.

Terminologia stabilită pentru toleranțele și abaterile angrenajelor melcate corespund în principiu cu terminologia stabilită pentru angrenajele dințate cilindrice, luîndu-se însă în considerare specificul angrenajelor melcate.

6.4. ANGRENAJE CU CREMALIERĂ

Pentru angrenajele cu cremalieră se stabilesc următoarele criterii de precizie:

— criteriul de precizie cinematică a cremalierei și de funcționare în angrenaj;

— criteriul de contact dintre dinți.

Criteriul de precizie cinematică stabilește pentru cremaliera care se verifică, eroarea maximă totală admisă a deplasării cremalierei în timpul rotirii roții conjugate și componentele ciclice (care se repetă de mai multe ori în timpul deplasării) ale acestei erori maxime totale, precum și elementele danturii și ale angrenajului care le determină.

Criteriul de contact al dinților stabilește precizia de execuție a flancurilor dinților prin raportul minim, în procente, dintre dimensiunile petei de contact și dimensiunile suprafeței utilizate a flancurilor, precum și elementele danturii și ale angrenajului, ale căror erori determină forma și mărimea petei de contact.

Independent de clasele de precizie a cremalierelor și a angrenajelor cu cremalieră, se stabilește jocul dintre flancuri, precum și elementele danturii și angrenajului care determină acest joc.

Jocul de bază dintre flancuri se consideră jocul normal minim, care asigură compensarea micșorării jocului dintre flancuri datorită încălzirii angrenajului la diferența de temperatură de 25°C dintre carcasă și angrenaj, coeficienții de dilatare ai acestora fiind egali. Acest joc este notat cu simbolul JC (ajustaj liber).

Se admite alegerea altui joc între flancuri, în locul jocului de bază JC. În acest caz se recomandă să se folosească unul din următoarele jocuri dintre flancuri:

— joc minim nul (ajustaj alunecător) JE;

— joc minim micșorat (ajustaj semiliber) JD;

— joc minim mărit (ajustaj larg) JA.

Precizia de execuție a cremalierelor este determinată de clasa de precizie și de felul jocului dintre flancuri.

Precizia de execuție a angrenajelor cu cremalieră este determinată prin precizia de execuție a cremalierei conform

celor arătate mai sus și prin precizia de execuție a roții dințate conjugate. Clasele de precizie ale roții dințate conjugate, pentru criteriul de precizie cinematică și pentru criteriul de contact dintre dinți, nu pot fi mai puțin precise decît clasa de precizie a cremalierei din angrenaj; felul jocului dintre flancuri trebuie să fie același la roata dințată și la cremaliera angrenajului.

Terminologia stabilită pentru toleranțele și abaterile angrenajelor cu cremalieră corespund în principiu cu terminologia stabilită pentru angrenajele dințate cilindrice, luîndu-se însă în considerare specificul angrenajelor cu cremalieră.

Fiecare criteriu de precizie este caracterizat prin indici de precizie.

Criteriile de precizie pot fi caracterizate printr-un indice de precizie și (sau) un complex de indici de precizie. Indicii de precizie și complexele de indici de precizie caracterizînd același criteriu de precizie sînt echivalenți între ei și se prescriu în funcție de destinația angrenajelor și de condițiile tehnologice ale fabricării lor.

Criteriul de precizie cinematică și de funcționare lină este caracterizat prin următoarele complexe de indici de precizie:

— *Ecp*, *Ap*, *Efp* (pentru clasele de precizie 5, 6, 7);

— *Vx* (pentru clasele de precizie 8, 9 și 10); se admite ca în funcție de condițiile de lucru, toleranțele indicilor de precizie ai criteriului de precizie cinematică și de funcționare lină să se aleagă din clase de precizie diferite pentru flancul drept și pentru flancul stîng.

Pentru criteriul de contact al dinților se alege indicele de precizie:

— *Pc* (pata de contact) sau complexul de indici de precizie;

— *Ed* (pentru cremalieră) și *Ax* și *Ay* (pentru angrenaj).

În cazul unor condiții speciale pentru forma, poziția și determinarea petei de contact, indicii de precizie ai cremalierei care determină contactul dinților în angrenaj, precum și indicii de precizie ai montării (abaterile de la paralelismul axei roții) se stabilesc independent de datele din standard.

Se admite ca, în funcție de condițiile de lucru, toleranțele indicilor de precizie ai criteriului de contact dintre dinți, în afară de *Tx* și *Ty*, să se aleagă din clase de precizie diferite pentru flancul drept și pentru flancul stîng.

Indicii de precizie care asigură jocul minim dintre flancuri (STAS 7395-66) sînt x_s și *AA* (pentru angrenaje nereglabile).

La verificarea cremalierei, în locul deplasării suplimentare a profilului, se poate folosi indicele *As*.

În cazul folosirii ca bază pentru măsurare a unei alte suprafețe decît baza constructivă a cremalierei, erorile introduse prin aceasta trebuie compensate prin micșorarea toleranței de execuție.

7. TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE ALE ASAMBLĂRILOR CU PANĂ ȘI CU CANELURI

Asamblările cu pană și cu caneluri au rolul de a realiza o legătură între diferite piese de mașini, ca roți dințate, roți de transmisie, discuri și arbori. Rolul principal al asamblărilor cu pană și cu caneluri este transmiterea momentelor de răsucire. În multe cazuri, ele sînt folosite la asigurarea unei centrări precise, iar în cazul unei mișcări axiale relative între piesele asamblate, ele asigură ghidajul precis al butucului pe arbore.

7.1. TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE ALE ÎMBINĂRILOR CU PANĂ

Penele sînt îmbinate de obicei cu arborii printr-un ajustaj cu strîngere, iar cu butucul printr-un ajustaj cu joc. Strîngerea este necesară la eliminarea mișcării relative în timpul exploatării, iar jocul la compensarea nepreciziilor inevitabile prelucrării canalelor și deplasărilor lor relative. Pentru a realiza ajustajele dorite, prin standarde se stabi-

lesc abaterile limită pentru dimensiunile de îmbinare (fig. 7.1) ale penelor paralele de uz general.

În tabelul 7.1 și fig. 7.2, sînt indicate cîmpurile de toleranță cu care se pot obține cele trei tipuri de îmbinări între arbore și butuc:

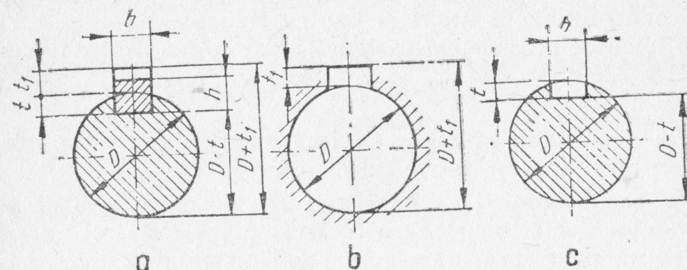


Fig. 7.1. Îmbinări prin pene:

a — schema îmbinării; *b* — canalul în butucu; *c* — canalul în arbore.

— ajustaj liber;
— ajustaj normal;
— ajustaj presat.

În standardul respectiv sînt indicate și abaterile pentru:

— înălțimea penei, *h*: h9 pentru secțiuni pătrate și h11 pentru secțiuni dreptunghiulare;

— adîncimea canalului în arbore, *t* și în butuc t_1: se stabilesc abateri limită numai în plus între +0,1 și +0,3 funcție de înălțimea penei;

Tabelul 7.1

Îmbinări prin pene. Toleranța și ajustaje

Felul îmbinării	Abaterile limită ale lățimii b		
	Pană	Canalul din arbore	Canalul din butuc
Ajustaj liber		H9	D10
Ajustaj normal	h9	N9	J_s9
Ajustaj presat		P9	P9

— lungimea penei paralele, *l*: h12.

— lungimea canalului în arbore pentru pene paralele, *L*: H12.

Deoarece prin executarea canalelor de pană se slăbește rezistența arborelui și a butucului (din cauza micșorării secțiunii și nașterii unor tensiuni de concentrare), îmbinările cu pană nu pot transmite cupluri mari. Din această cauză, domeniul lor de utilizare este limitat.

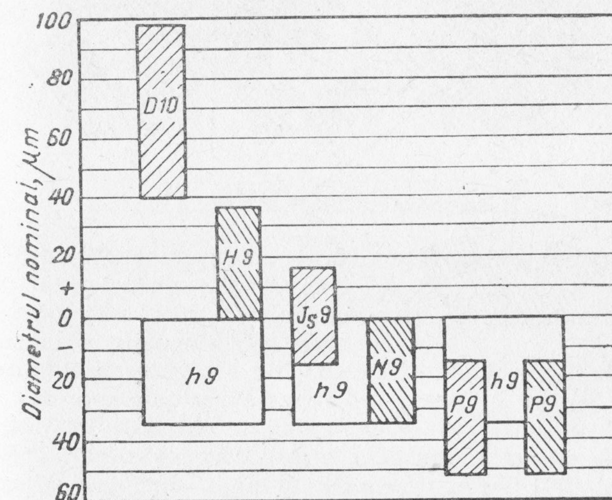


Fig. 7.2. Schema ajustajelor cu pene pentru o pană cu b=10 mm.

7.2. TOLERANȚE ȘI AJUSTAJE ALE ÎMBINĂRILOR PRIN CANELURI

Aceste îmbinări constituie de fapt, legături cu mai multe pene, la care penele nu mai sînt piese independente, ci fac parte din arbore (fig. 7.3).

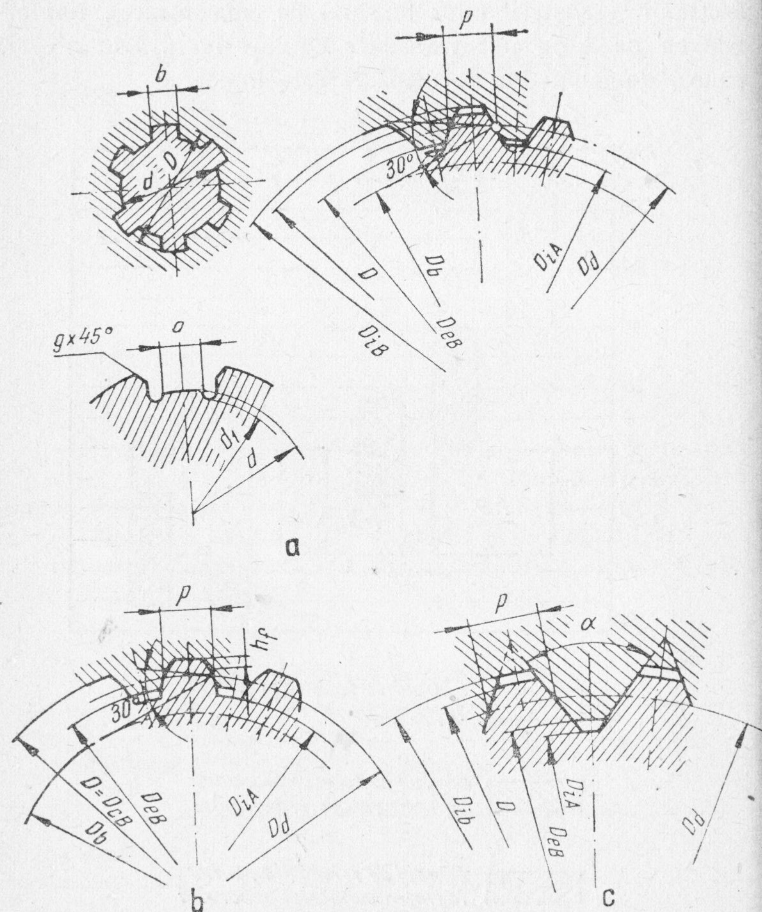


Fig. 7.3. Formele canelurilor:
a — dreptunghiulare; *b* — evolvente; *c* — triunghiulare.

În funcție de forma canelurilor, asamblările canelate pot fi dreptunghiulare (fig. 7.3, *a*), evolvente (fig. 7.3, *b*), triunghiulare (fig. 7.3, *c*).

În fig. 7.4 sînt indicate diferite feluri de centrări ale arborilor canelați:

— centrarea interioară, cînd contactul de centrare are loc pe diametrul interior *d* (fig. 7.4, *a*);

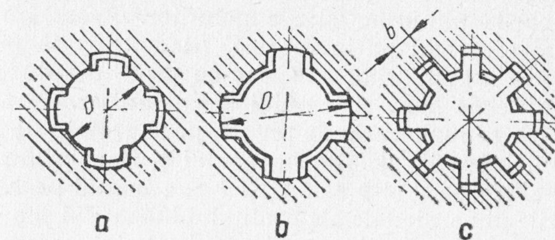


Fig. 7.4. Centrarea arborilor canelați.

— centrarea exterioară, cînd contactul de centrare are loc pe diametrul exterior *D* (fig. 7.4, *b*);

— centrarea laterală, cînd contactul de centrare se face pe flancurile plinurilor (fig. 7.4, *c*).

Asamblările canelate pot fi mobile, cînd piesele așezate pe arbore au o deplasare axială (de exemplu, roțile dințate în cutiile de viteze ale mașinilor-unelte, la autovehicule etc.) sau fixe. Aceste asamblări sînt utilizate în multe domenii ale construcțiilor de mașini și mai ales în construcții de autovehicule, de motoare, de avioane și de mașini-unelte.

Caneluri cu profil dreptunghiular.

Toleranțele și ajustajele asamblărilor canelate sînt determinate de destinația acestora și de modul de centrare ales.

Alegerea modului de centrare depinde de condițiile de exploatare și de tehnologia de prelucrare a pieselor canelate. Folosirea centrării interioare este rațională în cazul în care butucul are o duritate mare, fiind în prealabil călit și nepuțînd fi finisat prin broșare; în cazul acesta, finisarea va fi realizată prin rectificare. Atunci cînd se utilizează centrarea interioară, arborele trebuie prevăzut cu suprafața de sprijin *a* (fig. 7.3, *a*). Acest fel de centrare, deși este costisitor, asigură o centrare foarte precisă.

Folosirea centrării exterioare este recomandată cînd materialul butucului poate fi prelucrat prin broşare sau calibrare, iar arborele, prin frezare, aceste operaţii fiind suficiente pentru a asigura dimensiunile finite ale plinurilor. În cazul acesta, arborele se rectifică pe diametrul exterior. Acest fel de centrare este simplu şi economic.

Centrarea laterală este folosită în cazul transmiterii încărcărilor reversibile, cînd condiţiile de lucru cer jocuri minime între flancurile plinurilor şi ale golurilor. Această metodă de centrare este mai puţin precisă, fiind utilizată mai rar.

Ajustajele asamblărilor canelate cu profil dreptunghiular sînt întocmite pe baza sistemului alezaj unitar.

Ajustajele se realizează, de regulă, pe suprafaţa de centrare, inclusiv flancurile golului butucului şi flancurile plinului arborelui, adică pe *d* şi *b* sau *D* şi *b* sau numai pe *b*.

Abaterile dimensionale ale profilului butucului şi arborelui se calculează de la valorile nominale *d*, *D* şi *b*.

În cazul asamblărilor canelate, este necesar să se ţină seamă nu numai de abaterile diametrelor şi ale dimensiunilor plinurilor şi golurilor arborelui şi butucului, ci şi de abaterile de la formă şi de la poziţia lor relativă.

În fig. 7.5 sînt arătaţi trei butuci cu profil teoretic corect, asamblaţi cu arborii, dintre care: unul are o abatere

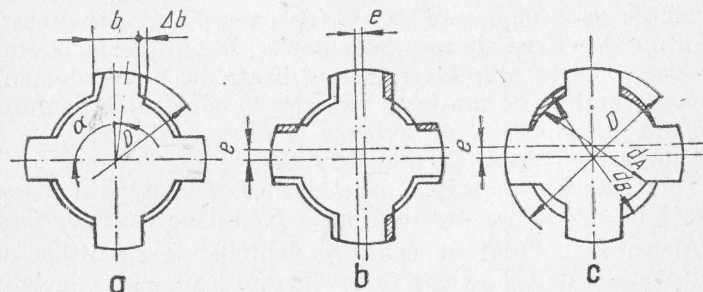


Fig. 7.5. Influenţa abaterilor de formă şi poziţie asupra asamblării.

de divizare — de la poziţia unghiulară corectă a canelurii (fig. 7.5, *a*), al doilea o necoincidenţă între axa de simetrie a plinurilor şi axa suprafeţei de centrare (fig. 7.5, *b*), iar al treilea o neconcentricitate a arcelor circumferinţei profilului

(fig. 7.5, *c*). Este evident că partea haşurată a butucilor nu va permite asamblarea pieselor canelate.

Pentru ca asamblarea să fie totuşi realizată, este necesară fie mărirea golului butucului, fie micşorarea grosimii plinului arborelui, în primele două cazuri, şi mărirea diametrului butucului sau micşorarea diametrului arborelui, în cazul al treilea. Asamblarea mai poate fi realizată prin asigurarea de jocuri garantate între flancurile golurilor şi ale plinurilor, precum şi între suprafeţele cilindrice ale butucului şi ale arborelui.

Cîmpurile de toleranţă ale elementelor geometrice ale arborilor şi butucilor canelaţi se stabilesc funcţie de modul de centrare şi reprezintă o selecţie din cîmpurile de toleranţă din sistemul ISO (a se vedea cap. 2). Astfel, pentru centrarea după diametrul interior — *d* — se pot adopta următoarele cîmpuri de toleranţă:

— pentru diametrul *d* al butucului: H7 sau H8;

— pentru diametrul *d* al arborelui: g6, j_s6; n6; f7; h7, e8;

— pentru lăţimea *b* la butuc: F8; D9; F10; H8;

— pentru lăţimea *b* la arbore: f7; h7; j_s7; k7; e8; f8; h8 şi e9.

În cazul centrării laterale se pot adopta următoarele cîmpuri de toleranţă:

— pentru lăţimea *b* la butuc: F8; D9; F10;

— pentru lăţimea *b* la arbore: j_s7; k7; e8; f8; d9.

În cazul centrării după diametrul exterior — *D* — se pot adopta următoarele cîmpuri de toleranţă:

— pentru diametrul *D* al butucului: H7 sau H8;

— pentru diametrul *D* al arborelui: g6; j_s6; n6; f7; h7; e8;

— pentru lăţimea *b* la butuc: F8 sau D9;

— pentru lăţimea *b* la arbore: f7; j_s7; e8; f8; h8; d9.

Pentru dimensiunile pe care nu se realizează centrarea se prevăd următoarele toleranţe:

— în cazul centrării interioare — după diametrul *d* — se adoptă toleranţa H11 pentru diametrul bucşei *D*;

— în cazul centrării exterioare — după diametrul *D* — se adoptă toleranţa H12 pentru diametrul *D* al arborelui şi a11 pentru diametrul *D* al butucului.

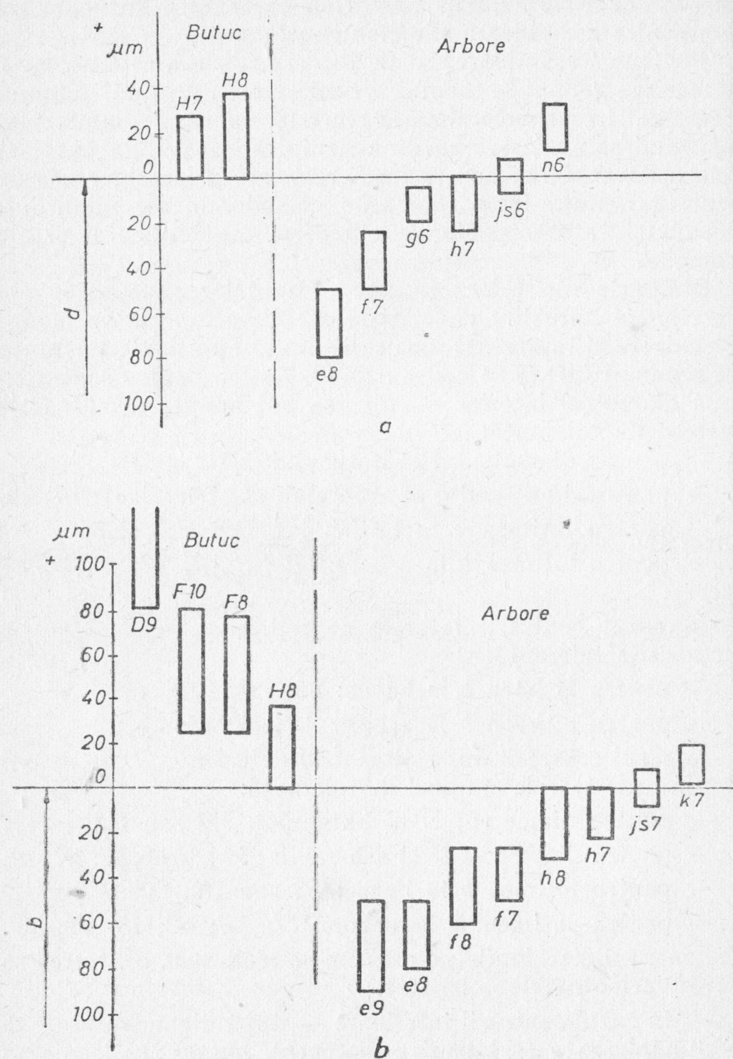


Fig. 7.6. Schema cîmpurilor de toleranță la centrarea interioară pentru intervalul 30—50 cm:
a — pentru diametrul de centrare; *b* — pentru lățimea canelurii.

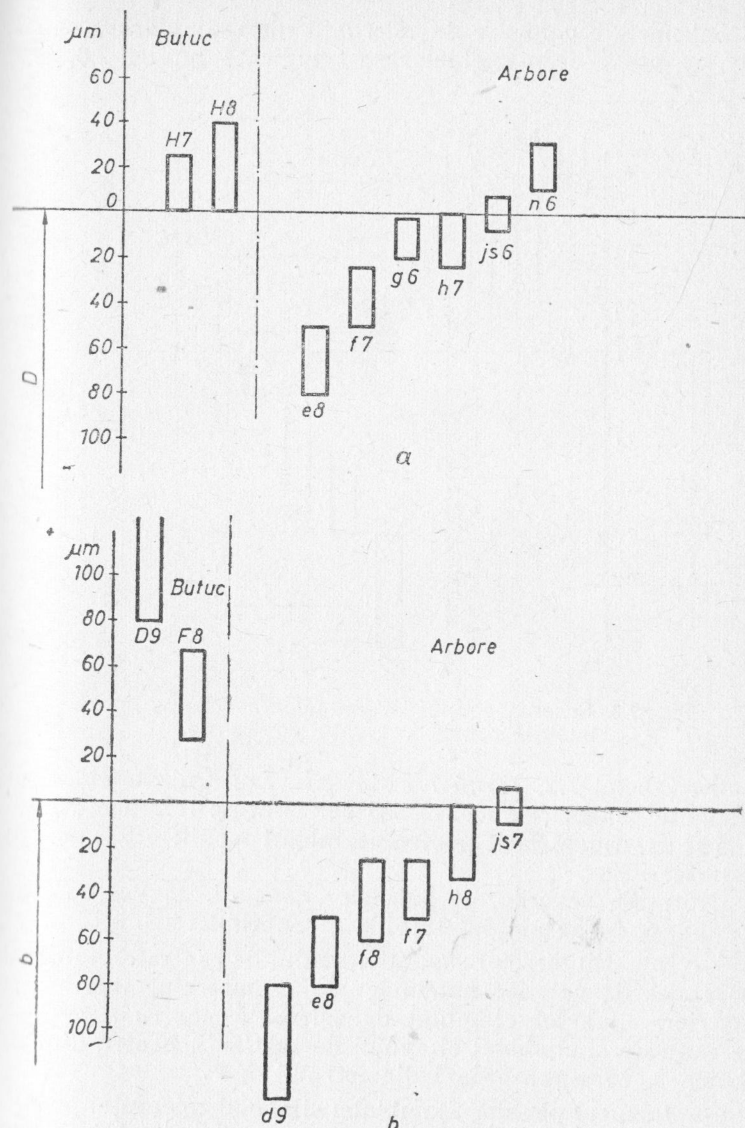


Fig. 7.7. Schema cîmpurilor de toleranță la centrarea exterioară pentru intervalul 30—50 mm:
a — pentru diametrul de centrare; *b* — pentru lățimea canelurii.

Schemele cîmpurilor de toleranță ale asamblărilor canelate cu profil dreptunghiular sînt indicate în fig. 7.6, 7,7 și 7.8.

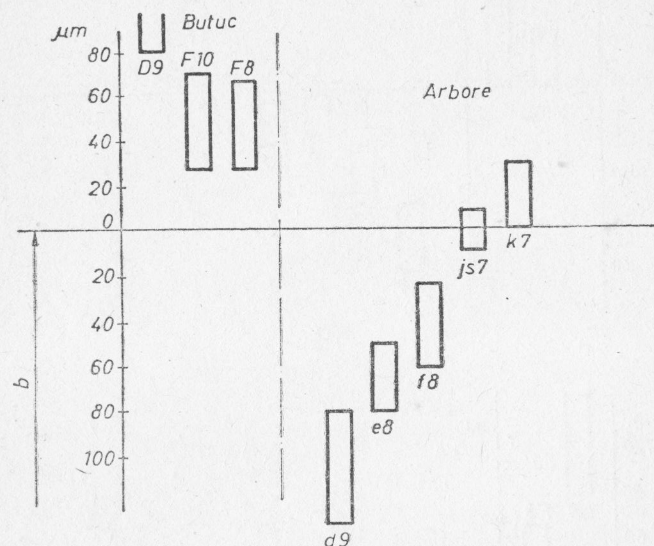


Fig. 7.8. Schema cîmpurilor de toleranță la centrarea laterală pentru intervalul 30—50 mm.

În tabelul 7.2, 7.3 și 7.4 sînt prevăzute ajustajele recomandate pentru cele trei cazuri de centrare: interioară, laterală și exterioară, atît pentru asamblări mobile cît și pentru asamblări fixe.

Notațiile arborilor și butucilor canelați, în desenele de detaliu și de ansamblu, trebuie să cuprindă:

— în cazul pieselor separate: modul de centrare, numărul de caneluri, valorile nominale ale diametrului interior și exterior, simbolul cîmpului de toleranță pentru suprafața de centrare și simbolul cîmpului de toleranță pentru dimensiunea *b*, corespunzătoare diametrului *d*;

— în cazul pieselor asamblate: simbolul toleranței pentru ajustajele suprafeței de centrare precum și pentru ajustajele dimensiunii *b*, corespunzătoare diametrului *d*.

Tabelul 7.2

Ajustaje recomandate la centrarea interioară

Felul asamblării			Asamblare mobilă							Asamblare fixă						
Ajustaj pentru	d	Butuc	H8	[H7]						[H7]						
		Arbore	e8	[f7]			[g6]		h7	[h7]		[js6]			n6	
	b	Butuc	[D9] F10	[D9] F 10	D9	F8	D9 F10	[F8]	D9 F10	F8	H8	[F8] F10	[D9]	H8	F8 F10	H8
		Arbore	e8 e9	h8 [f8]	h8 h9	f8, f7 h7	f8	f7 h7	f8	h7 ;h8 js7	h7 h8	h7 [js7]	[k7]	js7	h7 js7	js7

Tabelul 7.3

Ajustaje recomandate la centrarea exterioară

Felul asamblării			Asamblare mobilă							Asamblare fixă		
Ajustaj pentru	D	Butuc	H8	[H7]						[H7]		
		Arbore	e8	[f7]			[g6]		h7	h7	[js6]	n6
	b	Butuc	F8	D9 F8	F8	D9	D9 [F8]	F8	D9 F8	F8	D9; [F8]	D9; F8
		Arbore	e8	e8 d9	[f7|f8]; h8	f7 h8	f7	h8	f7	h8 js7	h8; [js7]	h8; js7

Exemple de notare a unor butuci canelaţi:

$d-8\times 36H7\times 40\times 7D9$

$D-8\times 36\times 40H7\times 7F8$

$b-8\times 36\times 40\times 7F8$

Tabelul 7.4

Ajustaje recomandate la centrarea laterală

Felul asamblării		Asamblare mobilă		Asamblare fixă	
Ajustaj pentru *b*	Alezaj	D9; F8	F10	D9; F8	D9; F10
	Arbore	e8; f8	d9; f8	js7	k7

Exemple de notare a unor arbori canelaţi:

$d-8\times 36f7\times 40\times 7f8$

$D-8\times 36\times 40g6\times 7f7$

$b-8\times 36\times 40\times 7j_s7$

Exemple de notare pentru asamblările de arbori şi butuci canelaţi avînd notările de mai sus:

$$d-8\times 36\,\frac{H7}{f7}\times 40\times 7\,\frac{D9}{f8}$$

$$D-8\times 36\times 40\,\frac{H7}{g6}\times 7\,\frac{F8}{f7}$$

$$b-8\times 36\times 40\times 7\,\frac{F8}{j_s7}$$

Se menţionează că în exemplele date dimensiunile ce nu servesc pentru centrare nu sînt tolerate.

În cazul asamblărilor canelate mobile, jocul dintre suprafeţele de sprijin se va alege cu atît mai mare, cu cît lungimea deplasărilor axiale va fi mai mare şi cu cît va creşte numărul de deplasări în vederea asigurării ungerii şi compensării greşelilor de prelucrare a pieselor canelate conjugate. Pentru a asigura autocentrarea butucului faţă de arbore în cazul transmisiilor reversibile şi de mare încărcare, se stabilesc jocuri garantate. Astfel, de exemplu, la autovehicule se întîlnesc adeseori asamblări canelate fixe avînd la diametrul de centrare ajustaje de tipul liber şi larg. O centrare de mare precizie este realizată prin asigurarea unor jocuri minime pe diametrele de centrare.

Atunci cînd se cere de la asamblare o siguranţă mare în exploatare, fără ca ea să fie condiţionată de o precizie mare de centrare, se pot asigura jocuri minime între flancurile plinurilor şi ale golurilor. Un exemplu tip pentru o astfel de asamblare este articulaţia cardanică la autovehicule, unde se foloseşte o centrare laterală.

Pentru diametrele care nu sînt folosite la centrare se prescrie un joc mai mare şi de aşa natură, încît să se asigure asamblarea numai pe suprafeţele de ajustaj. La determinarea jocului respectiv se ţine seamă de teşiturile şi rotunjirile plinurilor şi golurilor, precum şi de necoaxialitatea admisă la suprafeţele diametrelor interioare şi exterioare.

Aşa cum s-a arătat, în afara abaterilor la dimensiunile *d* *D* şi *b* sînt posibile abateri de formă şi poziţie. Pentru canelurile dreptunghiulare, abaterile limită privind forma şi poziţia sînt de 0,03 mm pe 100 mm lungime în cazul în care toleranţa la lăţimea *b* este IT6-IT8 şi 0,05 mm pentru cazul în care toleranţa la lăţimea b este IT9 sau IT 10.

Canelurile se verifică cu „calibru trece complex" care materializează contrapiesa cu care se va face asamblarea, la maximum de material. Prin aceasta se realizează atît verificarea limitei la maximum de material a elementelor tolerate (*D*, *d*, *b*) cît şi nedepăşirea abaterilor de formă şi poziţie.

Limita la minimum de material pentru cotele *D*, *d*, *b* se verifică cu calibre individuale, pentru fiecare din aceste dimensiuni.

Caneluri în evolventă. STAS 7338-65 stabileşte toleranţele şi ajustajele pentru arborii şi butucii cilindrici canelaţi cu caneluri în evolventă, ale căror dimensiuni sînt prevăzute în STAS 6858-63.

Toleranţele şi ajustajele asamblărilor cu caneluri în evolventă se stabilesc în funcţie de modul de centrare şi anume: centrare pe flancuri CEF şi centrare pe diametrul maxim (diametrul de fund al butucului) CED.

Se stabilesc trei abateri limită pentru grosimea pe arc a dintelui arborilor canelați, respectiv pentru lărgimea pe arc a golului dintre dinții butucilor canelați: abaterea superioară, abaterea inferioară și abaterea complexă, pentru compensarea abaterilor de la formă și așezarea reciprocă a plinurilor inclusiv toleranța excentricității suprafeței de centrare față de caneluri, pe baza căreia se determină dimensiunile calibrului de control complex. Arborele canelat se consideră bun dacă grosimea dintelui este cuprinsă între valorile limită, iar calibrul inel complex trece. Butucul canelat se consideră bun, dacă lărgimea golului dintre dinți este cuprinsă între valorile limită, iar calibrul tampon complex trece.

Poziția cîmpurilor de toleranță se notează prin litere mari pentru butuc și litere mici pentru arbori.

Notația cuprinde simbolul E respectiv e (în legătură cu evolventa) și simbolul amplasării cîmpului de toleranță față

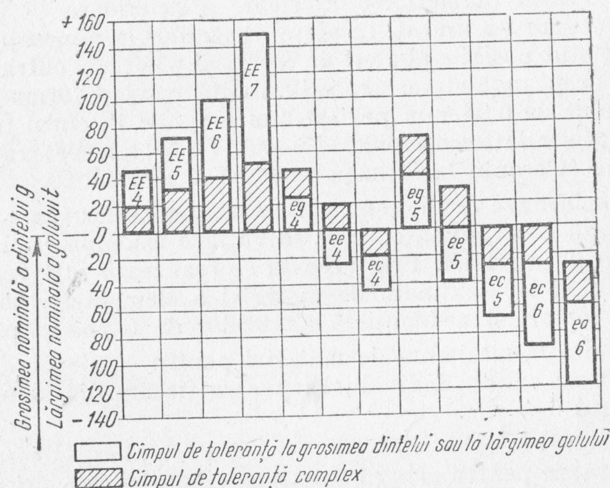


Fig. 7.9. Ajustaje la asamblările cu caneluri în evolventă, pentru modulul $m=1 \ldots 1{,}5$ mm.

de linia zero: E pentru butuc și g, c, e și a pentru arbore. Sînt prevăzute clasele de precizie 4, 5, 6 și 7 pentru butuc și 4, 5 și 6 pentru arbore (fig. 7.9).

Notarea unei îmbinări cu caneluri în evolventă cuprinde simbolul CEF, sau CED al asamblării, diametrul nominal, modulul și simbolurile cîmpurilor de toleranță sub formă de fracție, la numărător înscriindu-se simbolul pentru butuc, iar la numitor simbolul pentru arbore. Simbolurile cîmpurilor de toleranță se trec în notare la asamblările CEF și CED.

Exemplu de notare a unui arbore cu caneluri în evolventă, cu centrare pe flanc, avînd diametrul nominal $D=60$ mm, modulul $m=2$ mm, cîmpul de toleranță al grosimii dintelui ec4:

Arbore CEF 60×2 ec4.

Exemplu de notare a unui butuc cu caneluri în evolventă, cu centrare pe diametrul maxim, avînd diametrul nominal $D=200$ mm, modulul $m=8$ mm, cîmpul de toleranță al diametrului de centrare JE2 și cîmpul de toleranță al lărgimii golului dintre dinți EE5:

Butuc CED 200 JE 2×8 EE5.

Exemplu de notare a unei îmbinări cu caneluri în evolventă cu centrare pe diametrul maxim, avînd diametrul nominal $D=120$ mm, modulul $m=4$ mm, ajustajul la diametrul de centrare $\frac{\text{JE3}}{\text{jd3}}$ și ajustajul la flancul dintelui $\frac{\text{EE6}}{\text{ec6}}$.

$$\text{CED } 120 \frac{\text{JE3}}{\text{jd3}} \times 4 \frac{\text{EE6}}{\text{ec6}}.$$

Se recomandă alegerea următoarelor ajustaje ale grosimii dinților și lărgimii golurilor dintre dinți:

a) la îmbinări canelate în evolventă cu centrare pe flanc CEF:

— la îmbinări fixe: $\frac{\text{EE4}}{\text{ec4}}$;

— la îmbinări mobile: $\frac{\text{EE4}}{\text{ee4}}$; $\frac{\text{EE4}}{\text{ee5}}$; $\frac{\text{EE4}}{\text{ec4}}$; $\frac{\text{EE6}}{\text{ea6}}$;

b) la îmbinări canelate în evolventă cu centrarea pe diametrul maxim CED: $\frac{\text{EE5}}{\text{ec5}}$; $\frac{\text{EE6}}{\text{ea6}}$;

Toleranțele diametrelor de vîrf și de fund ale arborilor și butucilor canelați în evolventă se aleg din sistemul de toleranțe și ajustaje pentru suprafețe cilindrice lise.

La îmbinările canelate în evolventă cu centrare pe flanc CEF, se recomandă alegerea următoarelor toleranțe:

a) pentru diametrul de vîrf al arborelui d_e: je4 sau je6;

b) pentru diametrul de fund al arborelui d_i: conform STAS 6858-63;

c) pentru diametrul de vîrf al butucului D_e: JE4, JE5 sau JE6;

d) pentru diametrul de fund al butucului D_i, conform STAS 6858-63.

La îmbinările canelate în evolventă cu centrarea pe diametrul maxim CED, se recomandă alegerea următoarelor toleranțe și ajustaje:

a) pentru diametrul de centrare D (diametrul de vîrf al arborelui d_e și diametrul de fund al butucului D_i);

— la îmbinări fixe: $\frac{JE2}{td2}$; $\frac{JE2}{ta2}$; $\frac{JE3}{td2}$;

— la îmbinări mobile: $\frac{JE2}{je2}$; $\frac{JE3}{je2}$; $\frac{JE2}{jd2}$; $\frac{JE2}{jc2}$; $\frac{JE3}{jc2}$;

b) pentru diametrul de fund al arborelui d_i: dimensiune liberă avînd valoarea limită superioară d_i conform STAS 6858-63;

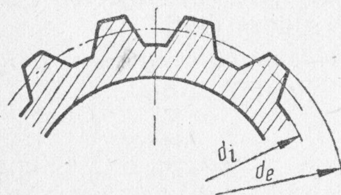


Fig. 7.10. Arbore cu caneluri în evolventă.

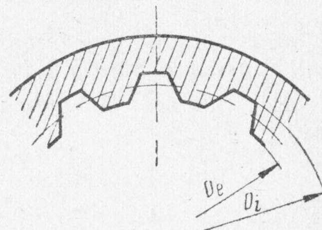


Fig. 7.11. Butuc cu caneluri în evolventă.

c) pentru diametrul de vîrf al butucului D_e: JE 4, JE 5 sau JE6.

Notațiile utilizate pentru diametre sînt cele din fig. 7.10 și 7.11.

8. PRECIZIA SUPRAFEȚELOR PIESELOR

În capitolele anterioare abaterile dimensiunilor au fost considerate în ipoteza că forma pieselor este cea teoretică, iar netezimea suprafețelor este absolută. Această ipoteză nu corespunde realității, deoarece forma și poziția efectivă a diferitelor elemente ale pieselor diferă de cea teoretică, iar suprafețele nu sînt perfect netede, ci prezintă asperități. De aceea este necesar să se studieze precizia suprafeței pieselor.

Neregularitățile de formă ale unei piese față de forma teoretică pot prezenta un caracter izolat sau, din contră, pot fi periodice. Totalitatea abaterilor de formă ale suprafeței sînt denumite macrogeometria suprafeței, atunci cînd ele sînt izolate, sau ondulația suprafeței, atunci cînd ele sînt periodice și au o mărime mai mult sau mai puțin constantă. Neregularitățile suprafeței care determină gradul de netezime a suprafeței se numesc microneregularități și constituie, în totalitatea lor, rugozitatea suprafeței.

8.1. MACROGEOMETRIA SUPRAFEȚEI

8.1.1. ABATERI DE FORMĂ

Cauzele abaterii suprafeței de la forma geometrică teoretică sînt: neuniformitatea procesului de așchiere, variația deformațiilor plastice ale materialului, ca urmare a condițiilor diferite de așchiere, vibrațiile sistemului mașină-unealtă-piesă-sculă, neuniformitatea avansului la prelucrare etc.

Abaterile de formă sînt tratate în STAS 7384-66 „Abateri și toleranțe de formă și de poziție. Terminologie".

Pentru a defini aceste abateri se vor arăta mai întîi cîteva din noțiunile principale care intervin în aceste definiții.

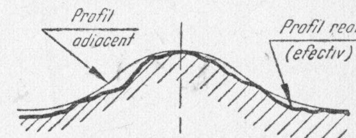


Fig. 8.1. Profil real.

Suprafața reală este suprafața care limitează corpul respectiv și îl separă de mediul înconjurător.

Profil real este intersecția dintre o suprafață reală și un plan cu o orientare dată sau intersecția dintre două suprafețe reale (fig. 8.1).

Suprafaţa efectivă este suprafaţa obţinută prin măsurare, apropiată de suprafaţa reală.

Profil efectiv este profilul obţinut prin măsurare, apropiat de profilul real.

Plan adiacent este planul tangent la suprafaţa reală (efectivă) şi aşezat astfel, încît distanţa maximă dintre suprafaţa efectivă şi planul adiacent să aibă valoarea sa cea mai mică posibilă (fig. 8.2).

Fig. 8.2. Plan adiacent.

Cilindru adiacent este cilindrul cu diametrul minim, circumscris suprafeţei exterioare (piesei tip arbore — fig. 8.3) reale (efective) sau cilindrul cu diametrul maxim, înscris în suprafaţa interioară (în piese tip alezaj — fig. 8.4) reală (efectivă).

Dreapta adiacentă este dreapta tangentă la profilul real (efectiv) şi aşezată astfel încît distanţa maximă dintre profilul efectiv şi dreapta adiacentă să aibă valoarea sa cea mai mică posibilă (fig. 8.5).

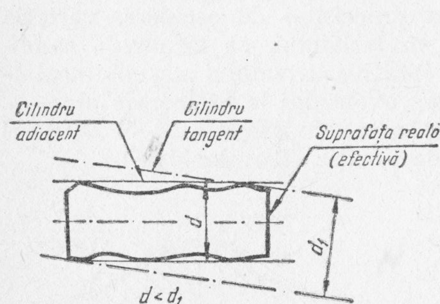


Fig. 8.3. Cilindru adiacent al piesei tip arbore.

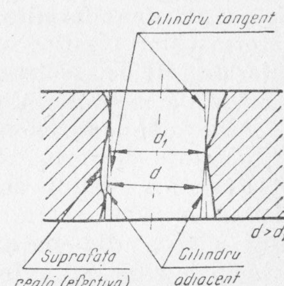


Fig. 8.4. Cilindru adiacent al piesei tip alezaj.

Cerc adiacent este cercul cu diametrul minim, circumscris secţiunii transversale a suprafeţei exterioare (a piesei tip arbore, fig. 8.6) reale (efective) sau cercul cu diametrul ma-

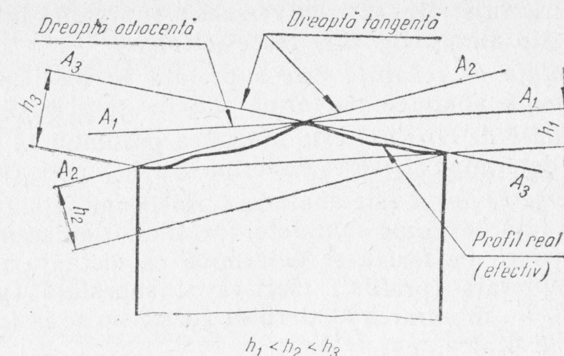


Fig. 8.5. Dreaptă adiacentă.

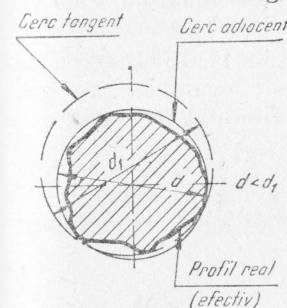


Fig. 8.6. Cerc adiacent al piesei tip arbore.

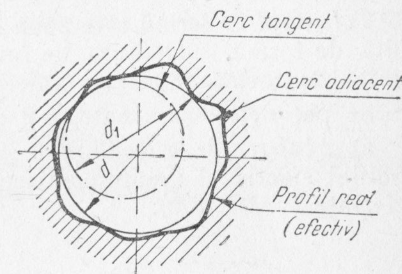


Fig. 8.7. Cerc adiacent al piesei tip alezaj.

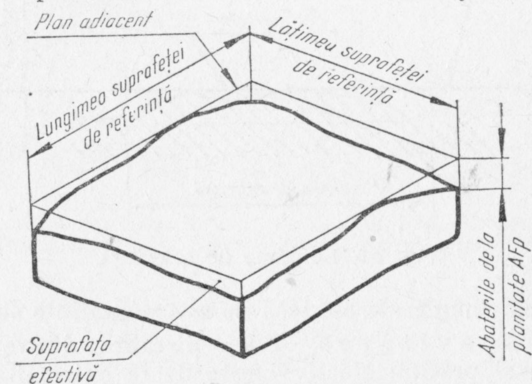


Fig. 8.8. Suprafaţă de referinţă.

xim, înscris în secțiunea transversală a suprafeței interioare (a piesei tip alezaj, fig. 8.7) reale (efective).

Suprafața de referință este suprafața în limitele căreia se determină abaterea de formă sau de poziție (fig. 8.8).

Lungimea de referință este lungimea profilului în limitele căreia se determină abaterea de formă sau de poziție (fig. 8.9).

Abaterea de formă este abaterea formei suprafeței (profilului) reale față de forma suprafeței (profilului) adiacente. Mărimea abaterii de formă se determină ca distanța maximă dintre suprafața (profilul) efectivă și suprafața (profilul) adiacentă. La măsurarea abaterii de formă nu se ia în considerare rugozitatea suprafețelor.

Abaterea limită de formă este valoarea maximă tolerată (admisă) a abaterii de formă .

Toleranță de formă este zona determinată de abaterea limită de formă. Toleranța de formă este egală cu abaterea limită de formă (abaterea inferioară fiind egală cu zero).

Se pot defini șase categorii de abateri.

a) *Abaterea de la rectilinitate AFr*: distanța maximă dintre profilul efectiv și dreapta adiacentă în limitele lungimii de referință (v. fig. 8.9).

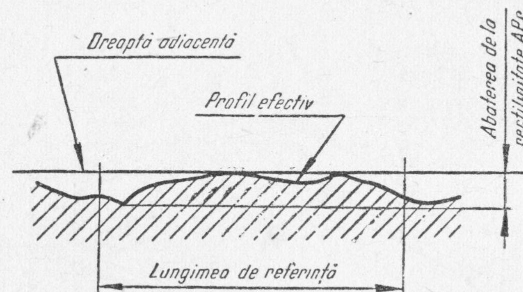


Fig. 8.9. Lungime de referință.

Formele simple ale abaterii de la rectilinitate sînt:

— c o n c a v i t a t e a, dacă distanța dintre dreapta adiacentă și profilul efectiv crește de la extremitățile profilului spre mijloc (fig. 8.10).

— c o n v e x i t a t e a, dacă distanța dintre direcția adiacentă și profilul efectiv scade de la extremitățile profilului spre mijloc (fig. 8.11).

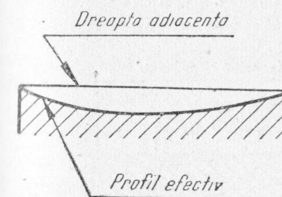


Fig. 8.10. Abaterea de la rectilinitate-concavitate.

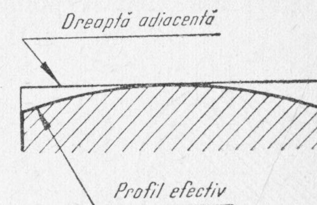


Fig. 8.11. Abaterea de la rectilinitate-convexitate.

b) *Abaterea de la planitate AFp*: distanța maximă dintre suprafața efectivă și planul adiacent, în limitele suprafeței de referință (v. fig. 8.8).

Formele simple ale abaterii de la planitate sînt:

— c o n c a v i t a t e a și c o n v e x i t a t e a definite în mod similar cu cele precedente.

c) *Abaterea de la circularitate AFc*: distanța maximă dintre profilul efectiv și cercul adiacent (fig. 8.12).

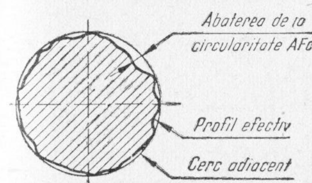


Fig. 8.12. Abaterea de la circularitate.

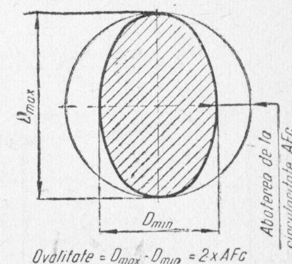


Fig. 8.13. Abaterea de la circularitate-ovalitate.

Formele simple ale abaterii de la circularitate sînt:

— o v a l i t a t e a, la care profilul efectiv este asemănător cu un oval, diametrul maxim și cel minim efective fiind reciproc aproximativ perpendiculare (fig. 8.13); prin mărimea

ovalității se înțelege diferența dintre diametrul maxim și cel minim, adică dublul abaterii de la circularitate;

— p o l i g o n a l i t a t e a, la care profilul efectiv este o figură aproximativ poligonală (fig. 8.14).

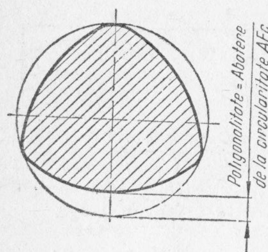


Fig. 8.14. Abaterea de la circularitate-poligonalitate.

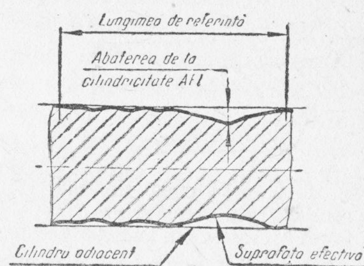


Fig. 8.15. Abaterea de la cilindricitate.

d) *Abaterea de la cilindricitate AFl*: distanța maximă dintre suprafața efectivă și cilindrul adiacent în limitele lungimii de referință (fig. 8.15). Abaterea de la cilindricitate se compune din abaterea de la circularitate în secțiunea transversală a piesei și din abaterea profilului longitudinal (axial).

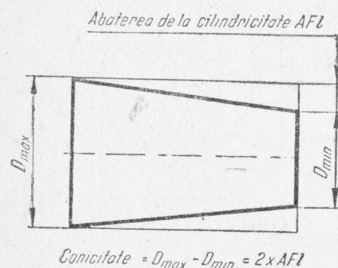


Fig. 8.16. Abaterea de la cilindricitate-conicitate.

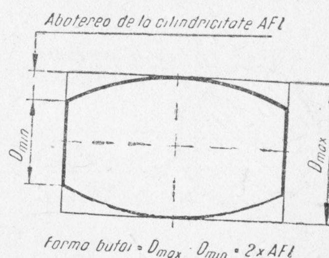


Fig. 8.17. Abaterea de la cilindricitate-forma butoi.

Formele simple ale abaterii de la cilindricitate sînt:

— c o n i c i t a t e a, la care generatoarele profilului longitudinal sînt drepte, dar neparalele (fig. 8.16);

— f o r m a b u t o i, la care generatoarele profilului longitudinal sînt curbe, diametrul crescînd de la extremități spre mijlocul profilului (fig. 8.17);

— c u r b a r e a, la care locul geometric al secțiunii transversale este o linie curbă (fig. 8.18).

În standard mai sînt definite:

e) *Abaterea de la forma dată a profilului AFf* și

f) *Abaterea de la forma dată a suprafeței AFs.*

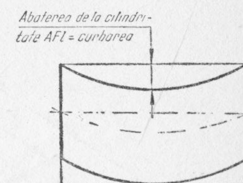


Fig. 8.18. Abaterea de la cilindricitate-curbare.

Toate abaterile de la forma perfect geometrică trebuie să se găsească în interiorul cîmpurilor de toleranță pentru dimensiuni, afară de cazurile cînd indicațiile speciale de pe desen sau condițiile tehnice ar prevedea altfel.

8.1.2. ABATERI DE LA POZIȚIE

În cele ce urmează se vor indica abaterile și toleranțele de poziție definite de asemenea în STAS 7384-66.

a) *Abaterea de la paralelism APl* este diferența dintre distanța maximă și distanța minimă dintre cele două drepte

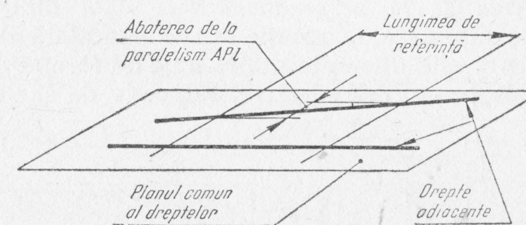


Fig. 8.19. Abaterea de la paralelism a două drepte într-un plan.

adiacente, coplanare, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 8.19). Se pot distinge:

— abaterea de la paralelism a două drepte într-un plan;

— abaterea de la paralelism a două drepte în spațiu (fig. 8.20);

— abaterea de la paralelism dintre o dreaptă și un plan (fig. 8.21);

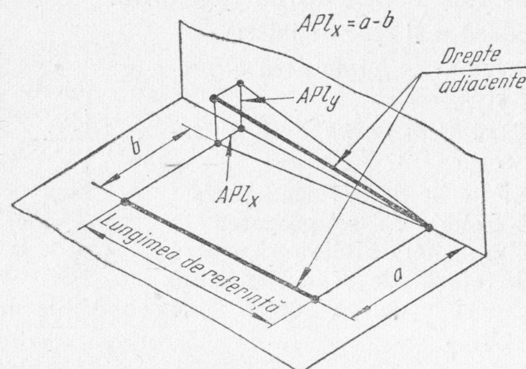


Fig. 8.20. Abaterea de la paralelism a două drepte în spațiu.

— abaterea de la paralelism a două plane (fig. 8.22);

— abaterea de la paralelism dintre un plan și o suprafață de rotație (fig. 8.23).

b) *Abaterea de la perpendicularitate APd* dintre două drepte, două suprafețe de rotație sau o suprafață de rotație și o dreaptă este diferența dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele efective, respectiv de axele supra-

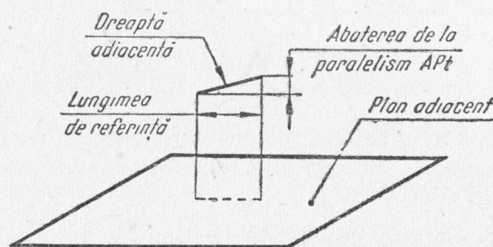


Fig. 8.21. Abaterea de la paralelism dintre o dreaptă și un plan.

fețelor adiacente de rotație (sau proiecțiile lor pe un plan perpendicular la normala comună) și unghiul nominal de 90° măsurată liniar în limitele lungimii de referință (fig. 8.24).

Se mai disting:

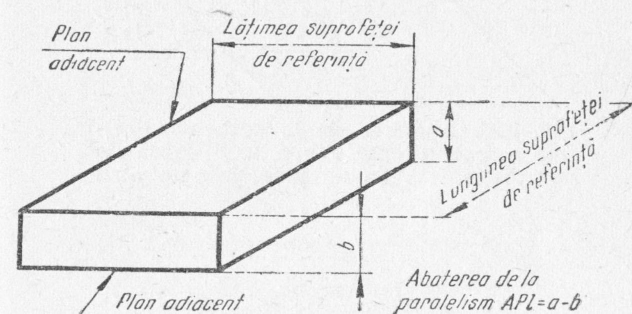


Fig. 8.22. Abaterea de la paralelism a două plane.

— abaterea de la perpendicularitate a unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan (fig. 8.25 și fig. 8.26);

— abaterea de la perpendicularitate a unui plan față de o dreaptă, o suprafață de rotație sau un plan (fig. 8.27 și fig. 8.28).

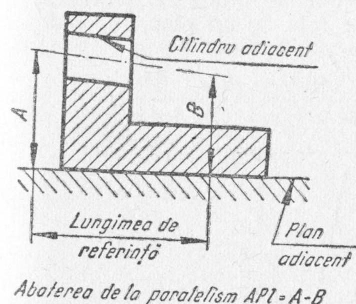


Fig. 8.23. Abaterea de la paralelism dintre un plan și o suprafață de rotație.

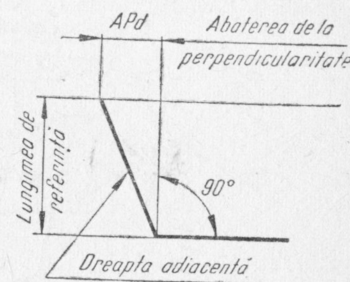


Fig. 8.24. Abaterea de la perpendicularitate dintre două drepte, două suprafețe de rotație sau o suprafață de rotație și o dreaptă.

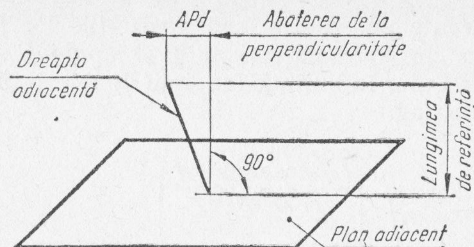


Fig. 8.25. Abaterea de la perpendicularitate a unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan, într-un plan dat.

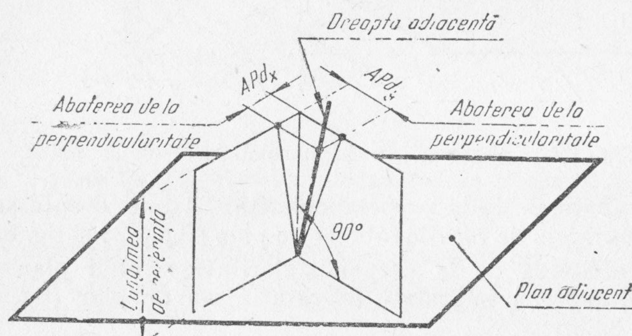


Fig. 8.26. Abaterea de la perpendicularitate a unor drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan, în două plane reciproc perpendiculare.

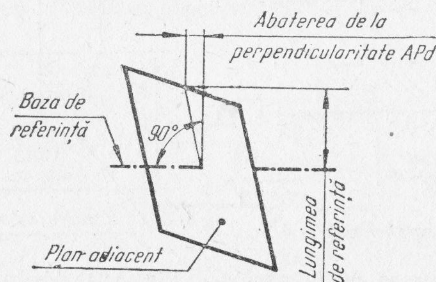


Fig. 8.27. Abaterea de la perpendicularitate a unui plan față de o dreaptă sau de o suprafață de rotație.

c) *Abaterea de la înclinare APi* dintre două drepte sau suprafețe de rotație este diferența dintre unghiul format de dreptele adiacente la profilele efective, respectiv de axele

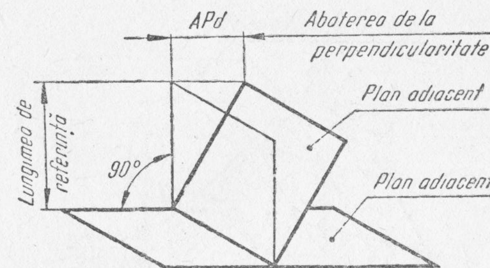


Fig. 8.28. Abaterea de la perpendicularitate dintre plane.

suprafețelor adiacente de rotație (sau proiecțiile lor pe un plan perpendicular la normala comună) și unghiul nominal, măsurată liniar în limitele lungimii de referință (fig. 8.29). Se mai disting:

— abaterea de la înclinare a unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan (fig. 8.30);

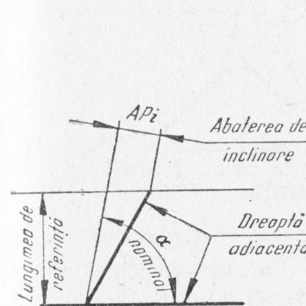


Fig. 8.29. Abaterea de la înclinare dintre două drepte sau suprafețe de rotație.

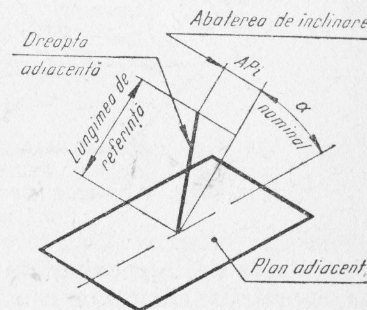


Fig. 8.30 Abaterea de la înclinare a unei drepte sau a unei suprafețe de rotație față de un plan.

— abaterea de la înclinare a unui plan față de o dreaptă, o suprafață de rotație sau un plan (fig. 8.31 și fig. 8.32).

d) *Abateri de la coaxialitate și de la concentricitate*: *APc*.

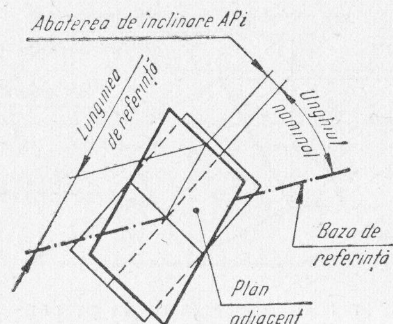


Fig. 8.31. Abaterea de la înclinare a unui plan față de o dreaptă sau de suprafața de rotație.

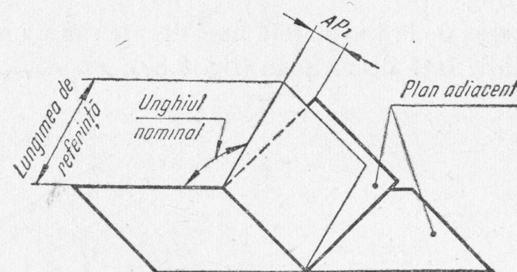


Fig. 8.32. Abaterea de la înclinare dintre două plane.

Abaterea de la coaxialitate este distanța maximă dintre axa suprafeței adiacente considerate și axa dată ca bază de referință, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 8.33). Baza de referință poate fi:

— axa uneia dintre suprafețele adiacente de rotație (fig. 8.33);

— axa comună a două sau mai multe suprafețe de rotație; ca axă comună a două suprafețe se consideră — la controlul coaxialității cu mijloace de măsurare universale —

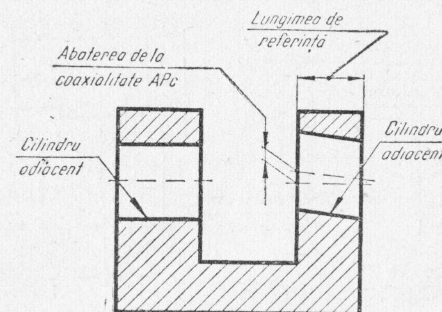


Fig. 8.33. Abaterea de la coaxialitate, baza de referință fiind axa uneia din suprafețele adiacente.

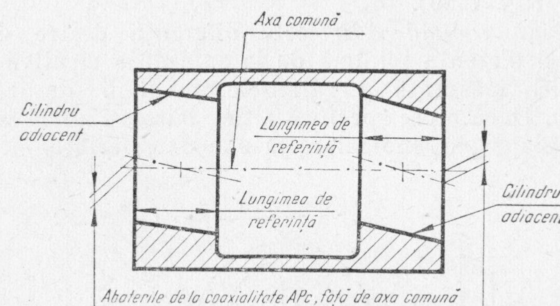


Fig. 8.34. Abaterea de la coaxialitate, baza de referință fiind axa comună a două suprafețe de rotație.

dreapta trecînd prin centrele secțiunilor transversale medii (la mijlocul lungimii) ale suprafețelor respective (fig. 8.34).

Abaterea de la concentricitate este distanța dintre centrul cercului adiacent al suprafeței considerate și baza de referință. Baza de referință poate fi:

— centrul unui cerc adiacent dat;

— axa unei suprafețe adiacente date;

— axa comună a două sau mai multe suprafețe de rotație (fig. 8.35).

e) *Abaterea de la simetrie APs* este distanța maximă dintre planele (axele) de simetrie ale elementelor conside-

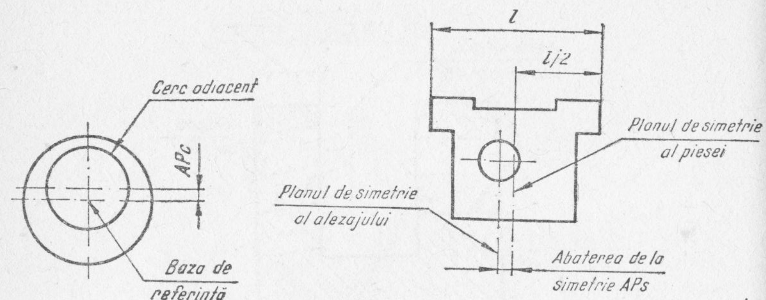


Fig. 8.35. Abaterea de la concentricitate.

Fig. 8.36. Abaterea de la simetrie.

rate, măsurată în limitele lungimii de referință sau într-un plan dat (fig. 8.36).

f) *Bătaia radială ABr* este diferența dintre distanța maximă și distanța minimă de la suprafața efectivă la axa de rotație, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 8.37). Dacă nu se specifică altfel, bătaia radială se determină în plane perpendiculare la axa de referință.

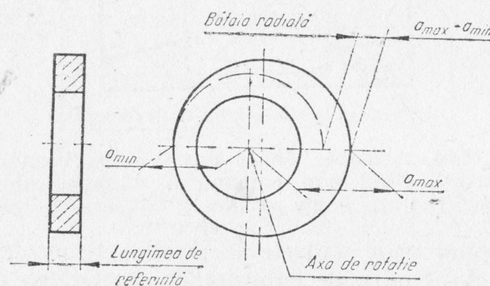


Fig. 8.37. Bătaia radială.

g) *Bătaia frontală ABf* este diferența dintre distanța maximă și distanța minimă de la suprafața frontală reală și un plan perpendicular la axa de rotație de referință măsurată în limitele lungimii de referință sau la un diametru dat (fig. 8.38).

h) *Abaterea de la poziția nominală APp* este distanța maximă dintre dreapta adiacentă sau axa suprafeței adiacente de rotație și poziția nominală a acestora, măsurată în limitele lungimii de referință (fig. 8.39), respectiv distanța maximă dintre planul adiacent sau planul de simetrie și poziția nominală a acestora măsurată în limitele suprafeței sau lungimii de referință (fig. 8.40).

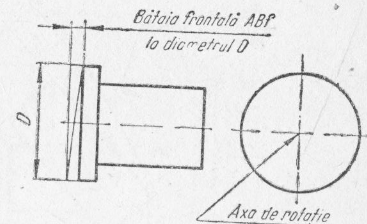


Fig. 8.38. Bătaia frontală.

Valorile toleranțelor la rectilinitate, la planitate, la forma dată a suprafeței, la circularitate, la cilindricitate, la paralelism, la perpendicularitate, la bătaia radială și la bătaia frontală, sînt prescrise în STAS 7391-75. Toleranțele

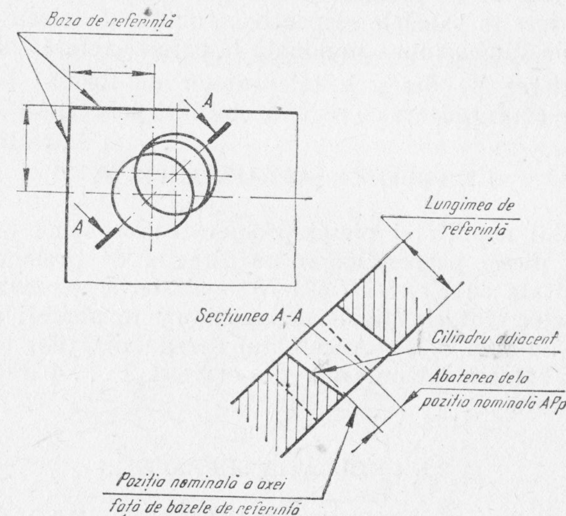


Fig. 8.39. Abaterea de la poziția nominală a unei drepte sau a unei axe.

de formă şi poziţie se prescriu în documentaţia de bază în construcţia de maşini, dacă limitarea acestor abateri este necesară pentru asigurarea calităţii produsului în utilizare

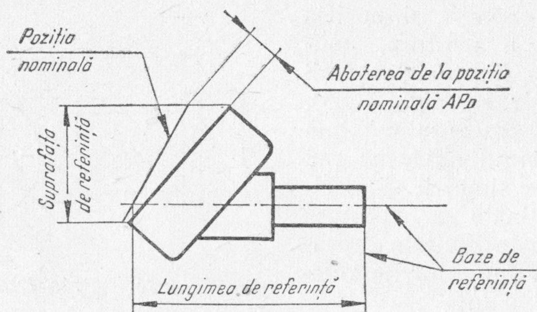


Fig. 8.40. Abaterea de la poziţia nominală a unui plan.

(funcţionare, interschimbabilitate, montaj etc.). Sînt prevăzute 12 clase de precizie şi toleranţele se aleg dintre valorile cuprinse în tabelele respective, funcţie de clasa de precizie şi de dimensiunea nominală la care se referă toleranţa.

Înscrierea pe desen a toleranţelor de formă şi poziţie se face în conformitate cu regulile stabilite prin STAS 7385-66.

8.2. PROFILUL SUPRAFEŢEI PIESEI

Profilul suprafeţei piesei prelucrate se obţine prin secţionarea piesei perpendicular pe direcţia de prelucrare. În conformitate cu STAS 5730/1-75 — abaterile geometrice ale suprafeţelor sînt clasificate convenţional în abateri de ordinul 1 . . . 4 (fig. 8.41). Ansamblul neregularităţilor care formează abaterile geometrice de ordinul 1 . . . 4 reprezintă profilul total *P*.

8.2.1. ONDULAŢIA SUPRAFEŢEI

Ondulaţia suprafeţei este definită ca ansamblul neregularităţilor periodice care formează abaterile geometrice de ordinul 2 şi a căror pas este de cîteva ori mai mare decît

adîncimea lor. Pasul ondulaţiei — S — corespunde cu pasul neregularităţilor şi este definit ca distanţa dintre punctele cele mai de sus a două proeminenţe consecutive ale profilului efectiv.

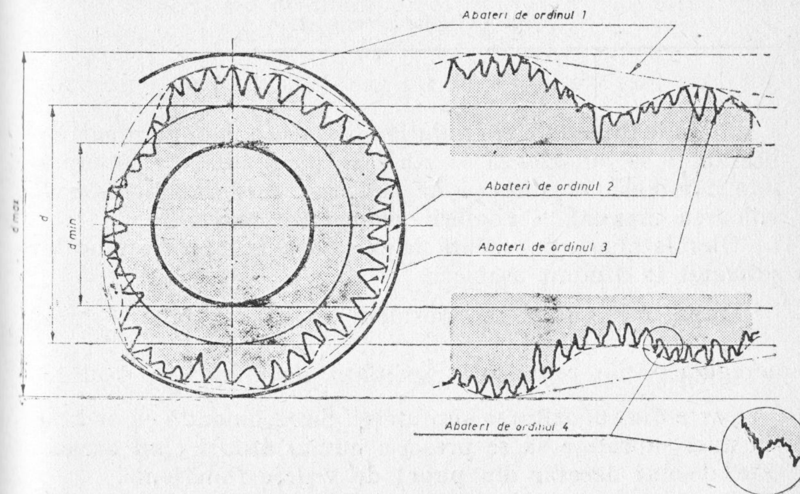


Fig. 8.41. Abaterile geometrice ale suprafeţei.

Înălţimea ondulaţiei este caracterizată prin media aritmetică a cinci înălţimi maxime ale ondulaţiei, determinată în limitele a cinci lungimi de bază (fig. 8.42)

$$W_z = \frac{W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5}{5} \qquad (8.1)$$

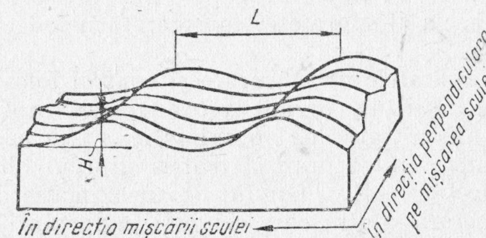


Fig. 8.42. Ondulaţia suprafeţei.

Şirul valorilor recomandate de STAS 5730/1-75 pentru adîncimea medie în 5 puncte pentru ondulaţie W_z este dat în tabelul 8.1.

Tabelul 8.1

Şirul valorilor recomandate

0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50	100	200

Trebuie precizat că valorile numerice ale parametrilor profilului se raportează la un plan perpendicular pe suprafaţa nominală, iar direcţia de măsurare este direcţia care dă valoarea maximă a abaterii geometrice măsurate.

Ondulaţia este provocată de existenţa unui proces vibrator sesizabil în timpul aşchierii.

După unii autori se consideră că atunci cînd $\frac{S}{W_z} > 50$ neregularităţile reprezintă ondulaţii iar, cînd $\frac{S}{W_z} \leq 50$ ele fac parte din rugozitatea suprafeţei. Se recomandă ca ondulaţia unei suprafeţe să se prescrie numai atunci cînd aceasta este absolut necesar din punct de vedere funcţional.

8.2.2. RUGOZITATEA SUPRAFEŢELOR

Rugozitatea unei suprafeţe reprezintă ansamblul neregularităţilor care formează profilul de ordinul 3 şi 4 şi al căror pas este relativ mic în raport cu adîncimea lor. Se disting trei categorii de profile: real, geometric (ideal) şi efectiv (fig. 8.43).

Profilul real este acela al suprafeţei reale, rezultate din prelucrare, deci cu asperităţi, pe cînd profilul geometric (ideal) este acela al suprafeţei considerată netedă, fără asperităţi.

Întrucît aparatele de măsurare şi control folosite la evaluarea rugozităţii nu permit reproducerea profilului real decît cu un anumit grad de aproximaţie, a fost necesar să se facă o distincţie între profilul real şi profilul obţinut prin măsurare (profil efectiv). Gradul de aproximaţie depinde de un şir de factori, dintre care cei mai importanţi sînt: raza vîrfului palpatorului, presiunea de palpare, puterea separatoare a sistemului optic (în cazul aparatelor optice).

Corespunzător celor trei profiluri, se definesc trei feluri de suprafeţe: reală, geometrică (ideală) şi efectivă.

Neregularităţile care constituie rugozitatea pot fi măsurate ca abateri ale profilului efectiv de la o linie numită linia de bază în limita unei lungimi de bază.

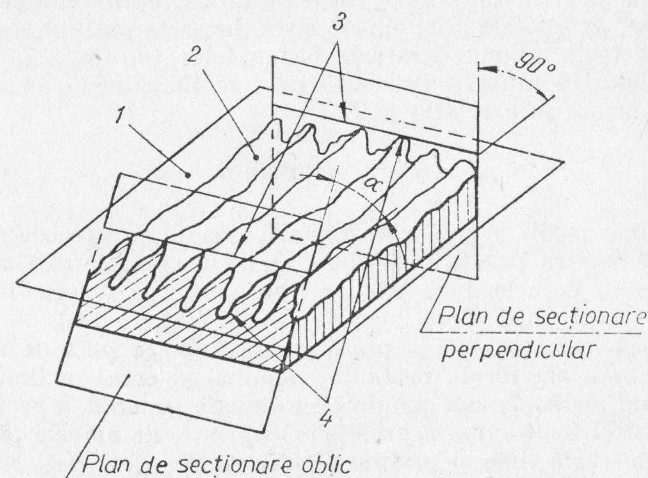


Fig. 8.43. Rugozitatea suprafeţei:
1 — suprafaţă nominală; 2 — suprafaţă efectivă; 3 — profil nominal; 4 — profil efectiv.

Se pot folosi mai multe sisteme pentru a stabili linia de bază a rugozităţii. Dintre acestea, cele mai importante sînt: sistemul M — al liniei mijlocii, sistemul E — al liniei înfăşurătoare şi sistemul diferenţelor variabile ale rugozităţii.

Sistemul standardizat în ţara noastră prin STAS 5730/1-75 este sistemul M. În sistemul M linia de referinţă pentru calculul rugozităţii este linia medie a profilului sau o linie echidistantă cu aceasta.

În cazul în care se foloseşte sistemul M (fig. 8.43) profilul suprafeţei trebuie împărţit în sectoare de lungimi egale cu lungimea de referinţă l standardizată. În limitele lungimii de bază sau a unui multiplu al ei, se măsoară numai rugozitatea şi se exclud celelalte feluri de neregularităţi.

În cadrul sistemului M, prin lungimea de bază l, se înţelege lungimea liniei de referinţă aleasă convenţional pentru a

defini rugozitatea (respectiv ondulația) fără influența celorlalte abateri geometrice. Prin lungimea de măsurare $-L-$ se înțelege lungimea liniei de referință aleasă pentru măsurarea parametrilor de profil. Ea poate cuprinde una sau mai multe lungimi de bază. Prin linia medie a profilului — m — se înțelege linia de referință care are forma profilului nominal și care, în limitele lungimii de bază, împarte profilul efectiv astfel încît suma pătratelor ordonatelor $(y_1, y_2, \ldots, y_n)$ profilului în raport cu această linie să fie minimă, ceea ce se exprimă prin relația (8.2).

$$\int_0^l y^2 \, dx = \text{minimum} \qquad (8.2)$$

Linia medie a profilului poate fi trasată cu precizie suficientă pentru practică, dacă se egalează sumele înălțimilor profilului pe cele două părți a liniei medii și se orientează linia medie după direcția profilului geometric ideal.

Prin linia centrală a profilului se înțelege linia de referință care are forma profilului nominal și care, în limitele lungimii de bază, este paralelă cu direcția generală a profilului, astfel încît suma suprafețelor cuprinse, de ambele părți, între această linie și profilul efectiv să fie egală (fig. 8.44).

$$\sum_{i=1}^{i=n} A(\blacksquare)_i = \sum_{i=1}^{i=n} A(\square)_i \qquad (8.3)$$

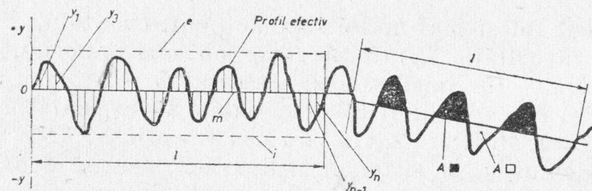


Fig. 8.44. Elementele caracteristice ale rugozității.

Linia centrală este un caz particular al liniei medii. În cazul unui profil periodic și care deci are o direcție generală determinată; linia centrală este unică și identică cu linia medie. În cazul unui profil aperiodic pentru care evaluarea direcției sale centrale este incertă, se pot trasa mai multe linii centrale din care numai una este identică cu linia medie.

În cazul sistemului M, pentru a se măsura rugozitatea, în industria noastră s-au adoptat două criterii principale, și anume: R_a și R_z.

Criteriul R_a (abaterea medie aritmetică a neregularităților în raport cu linia medie) este dat de media aritmetică a valorilor absolute ale ordonatelor profilului efectiv definite față de linia medie considerată ca origine și este exprimat de relația (8.4)

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |(y_R - R_p)| \, d\, x_R \qquad (8.4)$$

unde:

L este lungimea de măsurare;

y_R — ordonata profilului în raport cu linia de referință;

R_p — adîncimea de nivel a rugozității sau distanța dintre punctul cel mai înalt al profilului și linia medie și se calculează pe baza relației (8.5):

$$R_p = \frac{1}{L} \int_0^L (y_R) \cdot dx_R \qquad (8.5)$$

Criteriul R_z, de determinare a adîncimii medii a rugozității în 10 puncte R_z, reprezintă diferența între media aritmetică a ordonatelor celor mai înalte (mai sus) cinci proeminențe și a celor mai de jos cinci goluri ale profilului efectiv

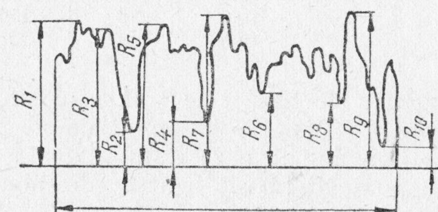


Fig. 8.45. Determinarea grafică a adîncimii medii a rugozității.

măsurate în limitele lungimii de bază, de la o dreaptă paralelă cu linia medie și care nu intersectează profilul (fig. 8.45).

$$R_z = \frac{(R_1 + R_3 + \ldots + R_9) - (R_2 + R_4 + \ldots + R_{10})}{5} \qquad (8.6)$$

Între criteriile R_a şi R_z există relaţia de legătură (8.7)

$$\log R_z = 0{,}65 + 0{,}97 \log R_a \qquad (8.7)$$

Pentru fiecare din aceşti parametri se stabileşte cîte un şir de valori care sînt indicate în tabelul 8.2.

Tabelul 8.2

Valorile pentru abaterea medie aritmetică R_a şi pentru adîncimea medie în 10 puncte R_z

Valorile pentru R_a						
0,008	0,040	**0,20**	1,00	5,0	**25**	125
0,010	**0,050**	0,25	1,25	**6,3**	32	160
0,012	0,063	0,32	**1,60**	8,0	40	200
0,016	0,080	**0,40**	2,0	10,0	**50**	250
0,020	**0,100**	0,50	2,5	**12,5**	63	320
0,025	0,125	0,63	**3,2**	16,0	80	400
0,032	0,160	**0,80**	4,0	20	**100**	

Valorile pentru R_z						
0,025	**0,125**	0,63	3,2	16	80	**400**
0,032	0,160	0,80	**4,0**	20	**100**	500
0,040	0,20	**1,00**	5,0	**25**	125	630
0,050	**0,25**	1,25	6.3	32	160	800
0,063	0,32	1,60	**8,0**	40	**200**	1 000
0,080	0,40	**2,00**	10,0	**50**	250	1 250
0,100	**0,50**	2,5	**12,5**	63	320	1 600

Pentru lungimea de bază l se stabileşte şirul de valori indicat în tabelul 8.3. Valorile preferenţiale ale parametrilor R_a şi R_z şi ale lungimii de bază l sînt date în tabelul 8.4. Tabelul 8.4 nu poate fi folosit pentru corespondenţă între R_a şi R_z.

Tabelul 8.3

Şirul lungimilor de bază l

Şirul lungimilor de la baza l, în mm					
0,08	0,25	0,8	2,5	8	25

Ca şi în cazul ondulaţiilor, valorile numerice ale rugozităţilor se raportează la un plan perpendicular pe suprafaţa nominală. Ele se trec fără alte indicaţii şi sînt considerate valori maxime admisibile. Cînd nu se indică altfel evaluarea

Tabelul 8.4

Valorile preferenţiale ale parametrilor R_a şi R_z

R_a (µm)	R_z (µm)	Lungimea de bază L (mm)
Maximum		
0,012 0,025	0,063 0,125	0,08
0,05 0,10 0,20 0,40	0,25 0,5 1,0 2,0	0,25
0,80 1,60 3,2	4,0 8,0 12,5	0,8
6,3 12,5	25 50	2,5
25 50 100	100 200 400	8

parametrilor se face în direcţia de valoare maximă a acestora. Rugozitatea unei suprafeţe se prescrie explicit numai atunci cînd limitarea ei este necesară din punct de vedere funcţional sau al aspectului, chiar dacă aplicarea tehnologiei curente de fabricaţie şi respectarea toleranţelor stabilite la dimensiuni îi asigură o valoare corespunzătoare. În cazul în care rugozitatea unei suprafeţe nu reprezintă interes funcţional sau de aspect rugozitatea nu se prescrie, ea rezultînd din tehnologia de fabricaţie. În fig. 8.46 se indică notarea rugozităţii suprafeţei în conformitate cu STAS 612-75. Valoarea parametrului de rugozitate, exprimată în micrometri, se înscrie fără simbol, dacă este vorba de parametrul R_a (fig. 8.46, *a*) sau precedată de simbolul parametrului, dacă este vorba de alt parametru decît R_a (fig. 8.46, *b*). În cazul în care pe lîngă

limita maximă admisibilă, este necesar să se prescrie și rugozitatea minimă permisă, atunci notarea se face conform fig. 8.46, *c*. Dacă se prescrie o altă lungime de bază decît cea din tabelul 8.4, atunci se indică aceasta printr-o cifră scrisă sub brațul cu care se prelungește simbolul rugozității (fig. 8.46, *d*). În cazul în care se indică obligativitatea îndepărtării unui strat de material de pe suprafața respectivă, notarea se face ca în fig. 8.46, *e*, iar în cazul în care se interzice îndepărtarea de material de pe suprafața respectivă, notarea se face ca în fig. 8.46, *f*.

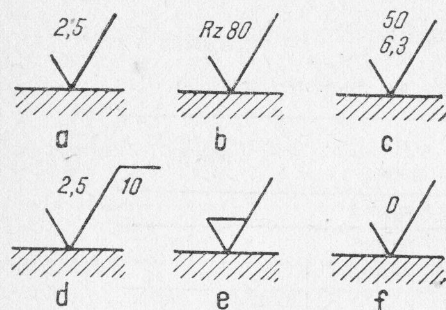


Fig. 8.46. Indicarea pe desen a rugozității suprafeței.

8.2.3. REALIZAREA ȘI FOLOSIREA SUPRAFEȚELOR CU RUGOZITATE DIFERITĂ

STAS 5730-75 nu analizează folosirea concretă a diferitelor clase de rugozitate. Analizînd însă tehnologiile folosite în diferite uzine avansate și datele experimentale obținute de către laboratoarele de specialitate, s-au întocmit diferite tabele în care sînt date recomandări cu privire la diferite procedee tehnologice în vederea obținerii rugozității cerute (tabelul 8.5).

Rugozitatea optimă a suprafeței la piesele de mașini este determinată de precizia prescrisă și de felul de funcționare a reperului asamblat. În consecință, pentru a asigura o asamblare cu caracter stabil este necesar de a armoniza gradul de rugozitate a suprafețelor cu precizia necesară de prelucrare. O rugozitate de clasă superioară se obține de obicei printr-o prelucrare complexă și scumpă. Din această cauză este necesar ca rugozitatea suprafeței să fie prescrisă pe baza datelor practice obținute la uzinele avansate pentru fiecare caz concret în parte. În orice caz se va ține seama de

Tabelul 8.5

Rugozitatea suprafeței obținută prin diferite procedee tehnologice

Rugozitatea suprafeței R_a (μm): 0,012; 0,025; 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100

Denumirea procedeului	Domeniu R_a (μm)	Valori mai frecvente R_a (μm)
Turnare în nisip	12,5 … peste 100	
Turnare în cochilie*	1,6 … 25	
Turnare sub presiune*	0,4 … 6,3	
Forjare, matrițare*	între 0,8 și 1,6 … 50	
Sablare, tăiere cu fierăstrăul, tăiere cu flacără	între 3,2 și 6,3 … peste 100	
Laminare la cald	6,3 … 100	
Laminare, rulare și tragere la rece*	0,2 … între 1,6 și 3,2	
Extrudere*	0,2 … între 1,6 și 3,2	
Strunjire, frezare, adîncire	0,1 … 25	între 0,8 și 1,6 … între 3,2 și 6,3
Burghiere	între 0,4 și 0,8 … 25	1,6 … 6,3
Rabotare	între 0,8 și 1,6 … 25	între 3,2 și 6,3 … între 6,3 și 12,5
Alezare	între 0,2 și 0,4 … 3,2	între 0,4 și 0,8 … între 1,6 și 3,2
Broșare	0,4 … 3,2	0,4 … 1,6
Rectificare	0,05 … 3,2	0,2 … între 0,8 și 1,6
Polisare, honuire	0,012 … 0,8	0,05 … 0,2
Superfinisare, lepuire, șeveruire	sub 0,012 … 0,4	0,012 … între 0,05 și 0,1
Lustruire	sub 0,012 … 0,1	0,012 … 0,05

─[▭]─ Valori mai frecvente ale rugozității, obținute prin procedeul respectiv.

* Rugozitatea suprafeței piesei depinde de rugozitatea suprafeței matriței, cochiliei, filierei etc.

următoarele: rugozitatea suprafețelor va fi cu atît mai mică, cu cît viteza și presiunea specifică a suprafețelor de contact va fi mai mare. De asemenea se impune o clasă de rugozitate

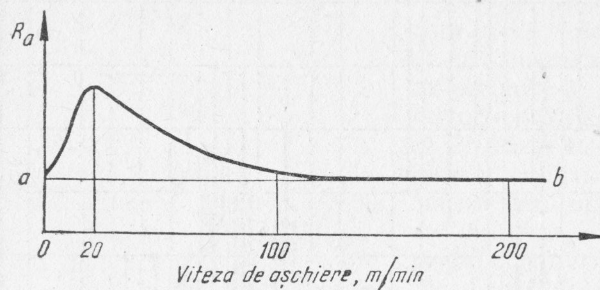


Fig. 8.47. Curba care caracterizează influența vitezei de așchiere asupra rugozității suprafețelor.

superioară în cazul jocurilor de asamblare mici, la asamblări cu strîngere și mai cu seamă la încărcări sau sarcini ciclice.

Rugozitatea suprafețelor depinde în foarte mare măsură de condițiile tehnologice de prelucrare. În cazul pieselor de oțel, ea este influențată de viteza de așchiere. Rugozitatea maximă corespunde unei viteze de așchiere de circa 20 m/min, micșorîndu-se cu creșterea acestei viteze. În condiții de lucru identice rugozitatea devine stabilă la viteze de așchiere de peste 100 m/min, așa cum este arătat în fig. 8.47.

În fig. 8.48 este arătată influența avansului longitudinal asupra rugozității, în cazul strunjirii unei piese din OLC 45

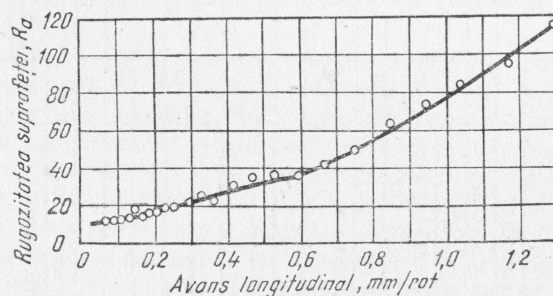


Fig. 8.48. Influența avansului longitudinal asupra rugozității.

cu un cuțit avînd unghiul de așchiere de 45°, raza de rotunjire de 2,5 mm, viteza de așchiere de 50 m/min și adîncimea de așchiere de 0,5 mm; se vede că rugozitatea crește cu mărirea avansului. Rugozitatea mai este influențată de parametrii geometrici ai sculelor de așchiere, de neregularitățile suprafeței de așchiere care se copiază pe suprafețele prelucrate, de caracteristicile constructive și dimensionale ale piesei, de felul ei de prindere, de calitatea lichidului de răcire etc. Ea nu este influențată de mărimea diametrului.

În cele ce urmează se dau informativ unele exemple de folosire a diferitelor clase de rugozitate, în diferite domenii ale construcției de mașini:

R_a 50 . . . R_a 100	Suprafețe grosolane. Suprafețe neprelucrate, curățate. De exemplu: piese turnate în amestec de formare și nisip, suprafețe forjate, laminate, matrițate, tăiate, ambutisate, găuri fără importanță.
R_a 12,5 . . . R_a 25	Suprafețe de contact grosolane, fără mișcare. Suprafețe libere și nefuncționale ale orificiilor. De exemplu: suprafețe de așezare la piese mari și grele, suprafețe cu condiții de aspect; piese turnate în cochilă; bazele de așezare ale arcurilor elicoidale.
R_a 6,3	Suprafețe de contact nesolicitate și fără centrare. Suprafețe exterioare, vizibile, ale organelor de mașini. De exemplu: etanșări cu garnituri nemetalice, filete la toate organele de asamblare uzuale și semiprecise, suprafețe de așezare ale pieselor mici și mijlocii.
R_a 3,2	Suprafețe de contact fără mișcare, transmisii cu uzură redusă, condiții de aspect. De exemplu: fusuri și lagăre de transmisii normale, găuri de centrare, filete metrice, trapezoidale, rotunde, pătrate și pentru țevi; segmenți de piston; suprafețe laterale ale flancurilor danturilor roților melcate, conice și de lanț, ale filetelor, ale canalelor la roțile pentru curele trapezoidale.

R_a 1,6 Suprafețe de ghidare și de centrare la mișcări periodice. Suprafețe de contact puțin solicitate. De exemplu: alezajele lagărelor de alunecare; arbori și alezaje la reductoare; suprafețe de contact la carcase de fontă.

R_a 0,80 Uzură redusă la viteze și tensiuni de contact reduse și la forțe axiale. Suprafețe de centrare. Suprafețe nefuncționale ale pieselor, care urmează să fie cromate, nichelate. De exemplu: suprafețe de etanșare pentru garnituri de pîslă; suprafețe de alunecare la pene paralele; cuzineți rectificați; piulițe de transmisii cu filet.

R_a 0,40 Uzură redusă la viteze și tensiuni de contact mijlocii. Suprafețe de centrare. Suprafețe de contact greu solicitate. Suprafețe nefuncționale ale pieselor care urmează a fi cromate, nichelate etc. De exemplu: suprafețe de alunecare la pene; șuruburi conducătoare; cilindri lucrînd cu segmenți; suprafața cilindrică a pistoanelor, fusuri la mașini electrice mari; suprafețe de etanșare la ventile, sertare, garnituri — manșetă, presgarnituri (la mișcări du-te-vino), filete rectificate, discuri de fricțiune.

R_a 0,20 Suprafețe supuse la frecare și de uzura cărora depinde și precizia de lucru a mecanismului. Suprafețe lustruite. De exemplu: lagăre la arbori cotiți și la arbori cu came; fusuri de manivelă; fusuri la turbine și la reductoare de mare viteză; ghidaje la mașini-unelte; conuri de fixare la scule; filete rectificate; suprafețe de contact ale calibrelor, etanșări fixe conice, fără garnituri, cuzineți lepuiți.

R_a 0,10 Joc redus între suprafețe de ghidare precisă. Aparate de măsurat mai puțin precise. Suprafețe exterioare precise. Suprafețe de contact. De exemplu: etanșări pretențioase la presiuni relativ mari, fără garnituri; fusuri și cuzineți la articulații și lagăre la mecanisme și mașini-unelte rapide și de precizie; ghidaje de rostogolire de mare precizie; pistoane și cilindri de pompe de injecție, suprafețe de măsurare la șublere, role, bile, căi de rulare la rulmenți.

R_a 0,05 Uzură redusă la suprafețe funcționale. Aparate de măsurat precise. De exemplu: suprafețe de centrare precisă la dornuri și scule de mare precizie; suprafețe de măsurare la comparatoare și calibre de lucru; scări gradate la aparate optico-mecanice.

R_a 0,025 Uzuri reduse la viteze mari și tensiuni de contact relativ mari. Aparate de măsurat foarte precise. De exemplu: lagăre principale la mașini unelte de mare precizie; cale plan-paralele; suprafețe de măsurare la micrometre.

R_a 0,012 Uzuri foarte reduse la tensiuni de contact mari. Aparate de măsurat de mare precizie. De exemplu: căi de rulare la rulmenți de precizie; suprafețe de măsurare la aparate de măsurat optico-mecanice; cale plan-paralele.

8.2.4. INFLUENȚA FORMEI ȘI GRADULUI DE RUGOZITATE A SUPRAFEȚELOR ASUPRA DEFORMĂRII AJUSTAJELOR

La calcularea ajustajelor, jocurile și stríngerile sînt considerate la valorile lor limită, adică socotind valorile maxime sau minime ale dimensiunilor pieselor asamblate. În realitate, ajustajele sînt obținute cu piese care au dimensiuni precise și care dau naștere la jocuri și stríngeri efective. Acestea influențează ajustajul teoretic prin macrogeometria suprafeței, ondulația suprafeței, rugozitatea suprafeței, abaterile de la poziția teoretică a suprafeței cilindrice a arborelui, față de cea a alezajului.

Astfel, dacă într-un alezaj cu o formă perfect cilindrică se introduce un arbore avînd abateri de formă, jocul obținut

va avea valori diferite. În ajustajele mobile, prezența jocurilor de diferite mărimi provoacă o distribuție neuniformă a ungerii, ceea ce are ca rezultat o uzură neuniformă a pieselor în contact, atît în direcție longitudinală, cît și în direcție transversală.

Pentru a realiza ajustajul prescris, conturul pieselor trebuie să nu depășească pe toată lungimea lor de contact toleranțele de fabricație prescrise.

Mărimea jocului efectiv se poate aprecia după dimensiunile reale ale diametrului arborelui și găurii, măsurate peste vîrfurile neregularităților.

Influența rugozității suprafețelor prelucrate asupra diferitelor ajustaje este foarte variată. Existența neregularităților pe suprafața de contact, are ca urmare micșorarea suprafeței de contact a fiecărei piese și mărirea presiunii specifice. În cazul ajustajelor mobile, suprafețele de sprijin se uzează mai repede, iar jocul inițial de asamblare crește progresiv. Această creștere este cu atît mai rapidă cu cît prelucrarea suprafețelor este mai brută.

Cu cît jocul real după asamblare se apropie mai mult de valoarea limită inferioară, cu atît uzura influențează mai puțin felul ajustajului. În cazul unor jocuri cu valori apropiate de limita superioară, uzura poate provoca depășirea limitei superioare a jocului corespunzător ajustajului prescris.

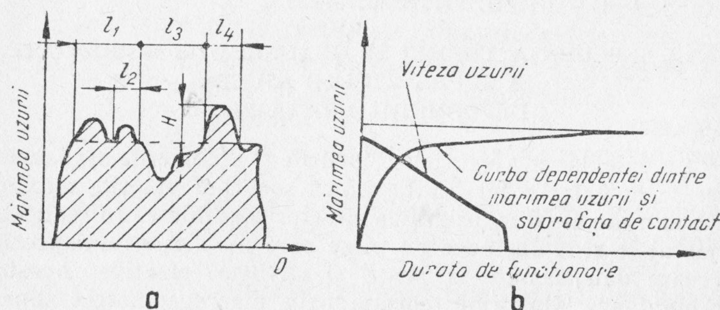


Fig. 8.49. Neregularitățile suprafețelor în punctele de contact.

Pe măsura uzurii vîrfurilor neregularităților pe distanțele l_1, l_2, l_4 (fig. 8.49, *a*) jocul crește la început destul de repede (zona uzurii inițiale), suprafața de contact crește, viteza

uzurii (care este maximă în originea axelor de coordonate), scade, iar curba mărimii uzurii (fig. 8.49, *b*) devine tot mai puțin înclinată, pe măsură ce durata de funcționare crește.

Cu cît suprafața este mai netedă, cu atît crește valoarea raportului $\frac{l_1+l_2+\ldots+l_n}{L}$, unde L este lungimea de contact, și cu atît mai încet se produce uzura; jocul inițial de montaj se modifică de asemenea mai încet iar durata de funcționare pînă la prima reparație capitală este mai îndelungată.

În cazul unor ajustaje cu strîngere, strîngerea teoretică este de $d-D$, iar strîngerea efectivă poate fi exprimată prin următoarea relație empirică:

$$S_{ef}=d-D-2[K_1(H_{max})_d+K_2(H_{max})_D]=$$
$$=d-D-1{,}2[(H_{max})_d+(H_{max})_D]$$

în care:

- d este diametrul arborelui;
- D — diametrul alezajului;
- $(H_{max})_d$ — înălțimea maximă a neregularităților arborelui;
- $(H_{max})_L$ — înălțimea maximă a neregularităților alezajului;
- K_1 — un coeficient care ține seama de reducerea neregularităților după strîngere și care, în cazul arborelui, are valoarea 0,6;
- K_2 — un coeficient care ține seama de reducerea neregularităților după strîngere și care, în cazul alezajului, are valoarea tot 0,6.

Din această relație rezultă că strîngerea este influențată într-o mare măsură de rugozitatea suprafețelor.

În cazul frecării uscate, rugozitatea suprafeței influențează coeficientul de frecare care crește cu rugozitatea.

9. LANȚURI DE DIMENSIUNI

9.1. NOȚIUNI GENERALE

Prin lanț de dimensiuni se înțelege un număr determinat de dimensiuni așezate într-o anumită succesiune condiționată de considerente funcționale și tehnologice, într-un circuit

închis şi care fac legătura dintre suprafeţele şi axele de simetrie ale piesei sau pieselor pentru care se cere determinarea poziţiei relative. Lanţul de dimensiuni care caracterizează elementele unui singur reper, se numeşte lanţ de dimensiuni de reper.

Lanţul de dimensiuni care caracterizează elementele unui subansamblu, ansamblu sau grup de ansamble se numeşte lanţ de dimensiuni de asamblare.

Dimensiunile componente ale unui lanţ de dimensiuni vor fi însemnate prin aceeaşi literă din alfabet, însoţită de un indice de ordine, care să servească la diferenţierea lor (de exemplu A_1, A_2, A_3 etc.).

Asamblarea pieselor în ansamblu şi a ansamblelor în unităţi mai complexe pînă la maşini generează lanţuri de dimensiuni mai mult sau mai puţin complexe, a căror ultimă dimensiune este cunoscută sub denumirea de dimensiune de închidere. Dimensiunea de închidere influenţează în mod nemijlocit precizia de lucru a ansamblelor independente şi a construcţiilor în ansamblu. Ea se poate prezenta sub formă de jocuri, strîngeri, de dimensiuni liniare sau unghiulare. De aici rezultă că jocurile sau strîngerile în unele situaţii pot fi considerate ca dimensiuni componente ale lanţului de dimensiuni avînd particularitatea că în anumite condiţii pot avea şi valoarea zero.

Pentru scoaterea în evidenţă a dimensiunii de închidere, ea este notată cu Δ, avînd ca indice litera care indică apartenenţa la lanţul de dimensiuni corespunzător (Δ_A, Δ_B, Δ_C etc.).

În vederea analizei şi efectuării calculelor este util să se prezinte lanţul de dimensiuni sub forma unei scheme independente (fig. 9.1).

Din fig. 9.1 se poate vedea rezolvarea problemei realizării jocului dat Δ_A dintre două piese asamblate: de exemplu între arbore şi roata dinţată, fig. 9.1, *a*, între pană şi locaşul din arbore, fig. 9.1, *b*, dintre butucul roţii dinţate şi butucul corpului, fig. 9.1, *c*.

Exemplele din fig. 9.1 reflectă situaţii simple, lanţuri de dimensiuni cu trei dimensiuni care nu implică un calcul laborios. În situaţii mai complexe ca de exemplu în cazul calculului geometric al maşinilor, la determinarea şi definitivarea proceselor lor tehnologice de fabricaţie, este necesară

rezolvarea concomitentă a cîtorva probleme legate de realizarea preciziei prescrise; fiecare din aceste probleme este soluţionată cu ajutorul unui lanţ de dimensiuni. În consecinţă,

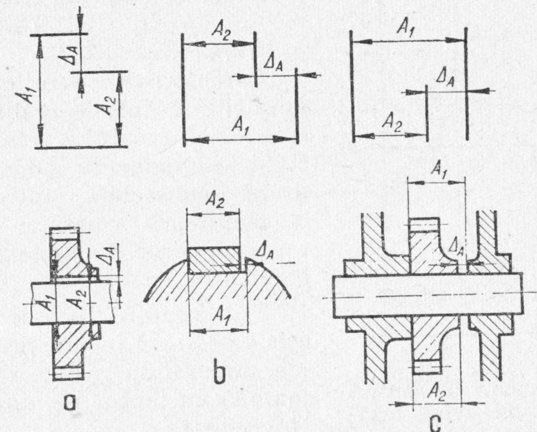


Fig. 9.1. Exemple de lanţuri de dimensiuni cu trei elemente.

în astfel de cazuri este necesară soluţionarea simultană a cîtorva lanţuri de dimensiuni legate între ele.

Se disting trei feluri de legături ale lanţurilor de dimensiuni şi anume: în paralel, în serie şi mixtă.

Prin *legătura în paralel* se înţelege o legătură la care cîteva lanţuri de dimensiuni au una sau mai multe dimensiuni componente comune, cum se vede din schema din fig. 9.2.

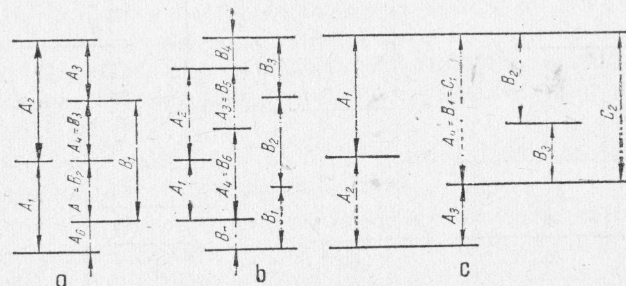


Fig. 9.2. Scheme de lanţuri de dimensiuni avînd legături în paralel.

În toate schemele din această figură, fiecare dintre dimensiunile componente comune sînt notate concomitent cu un număr corespunzător de litere diferite. De exemplu, $A_4=B_3$; $A_5=B_2$ (fig. 9.2, *a*). $A_3=$ $=B_5$, $A_4=B_6$ (fig. 9.2, *b*) $A_4=$ $=B_1=C_1$ (fig. 9.2, *c*).

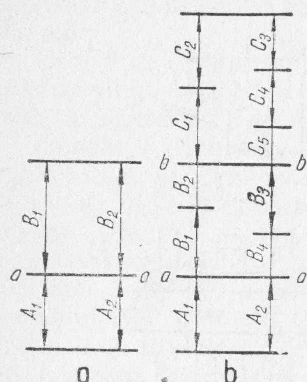


Fig. 9.3. Scheme de lanțuri de dimensiuni avînd legături în serie.

Caracteristica unei legături în paralel a lanțurilor de dimensiuni este că o eroare a unei dimensiuni componente comune are drept consecință introducerea concomitentă a acestei erori în toate lanțurile de dimensiuni legate între ele.

Prin *legătură în serie* se înțelege o legătură în care fiecare lanț de dimensiuni are o suprafață comună cu lanțul de dimensiuni precedent.

În fig. 9.3 sînt arătate schematic două exemple ale unor lanțuri de dimensiuni legate în serie.

Prin *legătură mixtă* se înțelege o legătură în care au loc ambele feluri de legături analizate mai sus, adică atît legătura în paralel cît și cea în serie. Cîteva scheme de lanțuri de dimensiuni cu legătură mixtă sînt arătate în fig. 9.4.

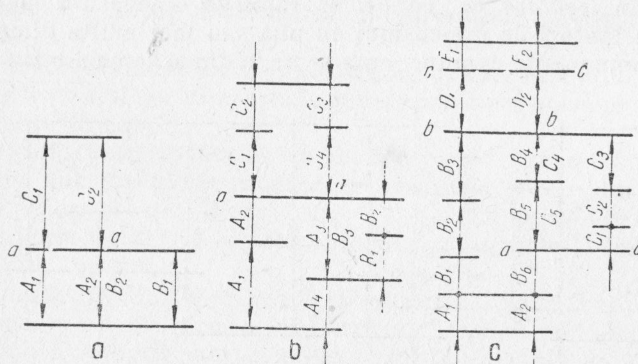


Fig. 9.4. Scheme de lanțuri de dimensiuni avînd legături mixte.

Astfel, lanțurile de dimensiuni *A* și *B* din fig. 9.4, *b* și lanțurile de dimensiuni *B* și *C* din fig. 9.4, *c* au legături în paralel, iar lanțurile de dimensiuni *A* și *C* din fig. 9.4, *b* și *A*, *B*, *D* și *E* din fig. 9.4, *c* au legături în serie.

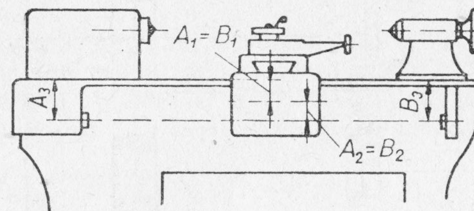


Fig. 9.5. Exemplu de lanțuri de dimensiuni în paralel la un strung.

Alegerea felului de legătură de către proiectant trebuie făcută astfel încît precizia necesară să se obțină cu cheltuieli de producție minime.

Astfel, în fig. 9.5 este exemplificat modul de întocmire a lanțului de dimensiuni prin care să se asigure paralelismul între axa șurubului conducător și axele ghidajelor unui strung paralel. Pentru aceasta este necesar să se folosească două lanțuri de dimensiuni în paralel în care dimensiunile componente comune sînt $A_1=B_1$ și $A_2=B_2$. Un alt sistem de legături nu este posibil.

În fig. 9.6 este exemplificat modul de cotare al distanțelor între axele alezajelor unei cutii de viteze, urmărindu-se asigurarea paralelismului acestor axe. În acest caz s-a adoptat soluția lanțurilor de dimensiuni cu legătură în serie. Se observă că deși erorile se cumulează de la trecerea de la o bază la alta, totuși ele nu afectează precizia tehnologică prin cumulare întrucît fiecare lanț de dimensiuni este total independent de celelalte.

Fig. 9.7 exemplifică cotarea unui arbore, lanțurile de dimensiuni avînd o legătură mixtă.

Din cele expuse trebuie să se tragă concluzia că în cazul unor construcții care conțin lanțuri de dimensiuni legate în paralel, trebuie să se execute în primul rînd elementele care constituie dimensiunile comune, asigurîndu-se în acest fel

independenţa în realizarea preciziei la fiecare lanţ de dimensiuni ceea ce duce în mod practic la simplificarea şi efectuarea mai economică a lucrului.

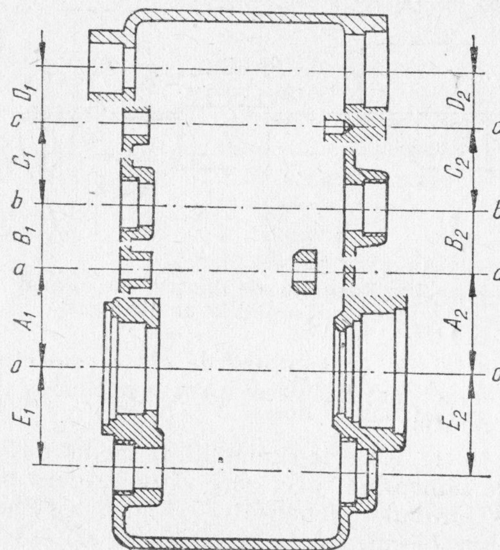


Fig. 9.6. Exemplu de lanţuri de dimensiuni în serie la o cutie de viteze.

Din analiza exemplelor date se observă că pentru construirea lanţului de dimensiuni, se porneşte de la o suprafaţă de referinţă considerată baza de prelucrare şi că trebuie să se ajungă la o altă suprafaţă care, faţă de prima, se află într-o corelaţie bine determinată.

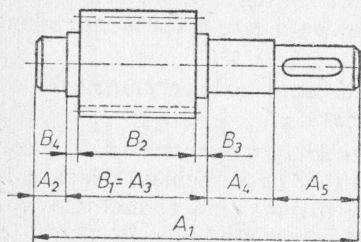


Fig. 9.7. Exemplu de lanţuri de dimensiuni mixte, la un arbore.

Proprietatea de bază a lanţului de dimensiuni este că el formează un circuit închis. Aceasta înseamnă că, pornind de la orice suprafaţă aşezată la contactul a două dimensiuni ale lanţului, alese la întîmplare şi în orice sens al circuitului, întoarcerea la aceeaşi suprafaţă se va face întotdeauna spre latura opusă.

Din schemele lanţurilor de dimensiuni se vede că valoarea nominală a dimensiunii de închidere reprezintă suma algebrică a valorilor nominale a celorlalte dimensiuni componente ale aceluiaşi lanţ de dimensiuni. În consecinţă se poate scrie că:

$$\Delta_A=(A_1+A_2+\ldots+A_m)-(A_{m+1}+ +A_{m+2}+\ldots+A_{n-1}) \qquad (9.1)$$

unde:

Δ_A este valoarea nominală a dimensiunii de închidere a lanţului de dimensiuni;

$A_1 \ldots A_{n-1}$ sînt valorile nominale ale celorlalte dimensiuni componente ale lanţului de dimensiuni, n fiind numărul total al dimensiunilor componente ale lanţului de dimensiuni, inclusiv dimensiunea de închidere.

Egalitatea (9.1) reprezintă ecuaţia de bază a lanţului de dimensiuni, aceasta referindu-se la valorile nominale.

Din ecuaţia (9.1) se vede că valoarea nominală a dimensiunii de închidere este determinată de diferenţa a două grupe de dimensiuni. Prima grupă (A_1, $A_2 \ldots A_m$) se compune din dimensiunile care măresc valoarea dimensiunii de închidere, iar grupa a doua (A_{m+1}, $A_{m+2} \ldots A_{n-1}$) din dimensiunile care micşorează valoarea dimensiunii de închidere.

Ramura lanţului de dimensiuni de la care se începe construcţia se numeşte de bază, iar a doua de închidere. Scopul calculării toleranţelor lanţului de dimensiuni este asigurarea concordanţei dintre toleranţa dimensiunii de închidere obţinută şi cea impusă.

Soluţionarea lanţurilor de dimensiuni se poate face în două feluri:

1. Pornind de la condiţiile impuse pentru dimensiunea de închidere se stabilesc valorile nominale şi toleranţele dimensiunilor componente.

2. Pornind de la valorile nominale și toleranțele dimensiunilor componente, se stabilește valoarea nominală și toleranța dimensiunii de închidere.

Cea de a doua metodă poate fi folosită ca verificare a soluționării primei metode.

Una din problemele de bază în tehnologia construcției de mașini este de a realiza cu cheltuieli și eforturi minime o toleranță optimă a dimensiunii de închidere în condițiile unor toleranțe cît mai largi la celelalte dimensiuni.

Lanțurile de dimensiuni trebuie alcătuite astfel încît să fie asigurată inegalitatea:

$$\sum_{i=1}^{n-1} \delta_i \leqslant \delta_\Delta \qquad (9.2)$$

unde:

δ_i reprezintă toleranța dimensiunii componente i a lanțului respectiv;

δ_Δ — toleranța elementului de închidere a lanțului de dimensiuni care asigură îndeplinirea funcției de către ansamblul respectiv sau de către mașină,

Precizia dimensiunii de închidere a lanțului de dimensiuni. Dimensiunile componente $A_1 \ldots A_{m=1}$, pot avea valori variabile în cadrul cîmpului de toleranță admis. Ca urmare dimensiunea de închidere Δ_A poate avea valori cuprinse între Δ_A^{max} și Δ_A^{min} obținute din relația (9.1).

Valoarea Δ_A^{max} se obține atunci cînd toate dimensiunile componente care măresc valoarea dimensiunii de închidere au valoarea maximă, iar cele care o micșorează au valoarea minimă. Valoarea Δ_A^{min} se obține atunci cînd toate dimensiunile componente care măresc valoarea dimensiunii de închidere au valoarea minimă, iar cele care o micșorează au valoarea maximă.

$$\Delta_A^{max} = (A_1^{max} + A_2^{max} + \ldots A_m^{max}) - (A_{m+1}^{min} + A_{m+2}^{min} + \ldots + A_{n-1}^{min}) \qquad (9.3)$$

$$\Delta_A^{min} = (A_1^{min} + A_2^{min} + \ldots A_m^{min}) - (A_{m+1}^{max} + A_{m+2}^{max} + \ldots + A_{n-1}^{max})$$

Acceptîndu-se că se realizează efectiv condițiile reflectate prin egalitățile (9.3), mărimea toleranței $\delta\Delta_A$ a dimensiunii de închidere este dată de diferența dintre valoarea ei maximă și valoarea ei minimă și anume:

$$\delta\Delta_A = \Delta_A^{max} - \Delta_A^{min} = (A_1^{max} - A_1^{min}) + \\ + (A_2^{max} - A_2^{min}) + \ldots + (A_m^{max} - A_m^{min}) + \\ + (A_{m+1}^{max} - A_{m+1}^{min}) \ldots + (A_{n-1}^{max} - A_{n-1}^{min}) \qquad (9.4)$$

Ecuația (9.4) arată că toleranța dimensiunii de închidere poate fi exprimată printr-o sumă de toleranțe ale dimensiunilor componente:

$$\delta\Delta_A = \delta_{A1} + \delta_{A2} + \ldots + \delta_{A\,n-1} \qquad (9.5)$$

care prin generalizare pentru toate lanțurile de dimensiuni se poate exprima prin,

$$\delta\Delta = \sum_{i=1}^{n-1} \delta_i \qquad (9.6)$$

unde $\delta_i = A_i^{max} - A_i^{min}$ sau $B_i^{max} - B_i^{min}$ sau $C_i^{max} - C_i^{min}$

etc. în funcție de lanțul de dimensiuni respectiv, iar m este numărul tuturor dimensiunilor componente, inclusiv dimensiunea de închidere.

Din cele de mai sus rezultă că prin mărirea numărului de dimensiuni componente crește și numărul de erori ce se însumează, contribuind astfel la mărirea erorii dimensiunii de închidere.

Ca urmare, se recomandă realizarea unor lanțuri de dimensiuni cu un număr cît mai mic de dimensiuni componente, aplicînd principiul drumului ce mai scurt.

În practică nu o să se cumuleze niciodată erorile maxime și ca atare relațiile (9.3); (9.4) și (9.5) sînt mult acoperitoare și neadecvate folosirii în cazul unor lanțuri de dimensiuni cu multe dimensiuni componente și cu precizie ridicată.

Pentru a se obține date mai apropiate de realitate se va folosi teoria probabilităților expusă în cap. 10, însă va trebui să se accepte un procent de risc ca valoarea efectivă a di-

mensiunii de închidere să nu se încadreze în toleranța prescrisă.

Lanțuri cu dimensiuni componente neparalele.

Dimensiunile componente ale lanțurilor de dimensiuni în cadrul mașinilor, subansamblelor și chiar pieselor separate pot fi neparalele avînd direcții care fac diferite unghiuri între ele. În astfel de cazuri soluționarea lanțurilor de dimensiune poate fi realizată prin proiectarea dimensiunilor componente pe o singură direcție, transformînd astfel lanțul de dimensiuni într-un sistem de dimensiuni paralele. În general unghiurile sînt considerate constante și deci cosinusurile unghiurilor pot fi considerate drept coeficienți constanți pe lîngă valoarea nominală a dimensiunilor componente. Atunci cînd se cere o precizie mai mare unghiurile pot fi considerate și ele ca valori variabile avînd abateri limită bine definite.

Fig. 9.8 reprezintă un electromotor și un reductor ce urmează a fi cuplați cu ajutorul unui cuplaj C care este fixat pe arborele electromotorului. În acest scop este necesar să se creeze condițiile obligatorii pentru introducerea arborelui K al reductorului în interiorul cuplajului C. Pentru aceasta, abaterea de la coaxialitate între arbore și cuplaj nu trebuie să depășească mărimea jocului între piesele ce urmează a fi îmbinate. Întrucît cauzele abaterii de la coaxialitate sînt deplasările și rotațiile relative în spațiu între arborele re-

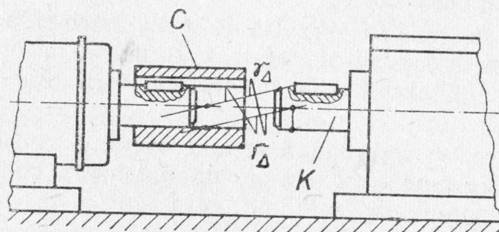


Fig. 9.8. Cuplarea unui reductor cu un electromotor.

ductorului și alezajul cuplajului, este necesar să se analizeze aceste deplasări în ambele planuri de coordonate, socotindu-le ca elemente independente. În planul vertical de exemplu aceste deplasări vor fi Γ_Δ și γ_Δ.

Înainte de a stabili toleranțele pentru elementele componente funcționale este necesar să stabilim limitele jocului admisibil între arborele reductorului și alezajul cuplajului. Limita superioară a jocului J^{max} trebuie stabilită ținînd seama de condițiile de exploatare a cuplajului. Limita inferioară a jocului J^{min} este determinată de dificultățile provenite în cursul montajului și de precizia de prelucrare a pieselor respective. Valorile $\delta\Gamma_\Delta$ și $\delta\gamma_\Delta$ sînt determinate în funcție de J^{max}, stabilit în ipoteza celor mai defavorabile condiții de montaj. Pentru realizarea unui montaj ușor este necesar ca toleranța jocului — respectiv diferența între J^{min} și J^{max} — să fie minimă. Pentru aceasta este necesară însă micșorarea toleranțelor dimensiunilor arborelui reductorului și a alezajului cuplajului, ceea ce mărește costul prelucrării pieselor. În consecință alegerea J^{min} trebuie făcută ținînd seama de felul prelucrării utilajului în ansamblul lui.

Modul de stabilire a valorilor $\delta\Gamma_\Delta$ și $\delta\gamma_\Delta$ în funcție de valoarea jocului minim este exemplificat în schema din fig. 9.9, în care cota „l" reprezintă lungimea de îmbinare a arborelui și cuplajului.

Așa cum s-a indicat anterior, analiza se va efectua în două plane și ca urmare, pentru fiecare plan, se va putea utiliza pentru a compensa abaterile de la coaxialitate, numai o parte

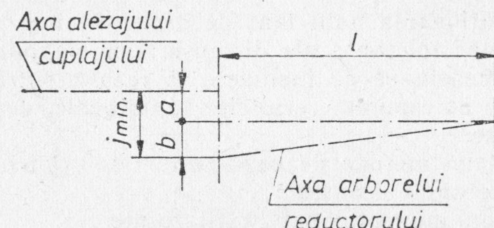


Fig. 9.9. Schema modului de cuplare din fig. 9.8.

a jocului minim J^{min}. Dacă se consideră că pentru deplasările și rotirile în fiecare plan există aceeași probabilitate atunci va rezulta că:

$$a+b \leqslant J^{min} \times \cos 45° \tag{9.7}$$

de unde $\delta\Gamma_\Delta = a$, iar $\delta\gamma_\Delta = \frac{b}{l}$.

În practică se mai întîlnesc cazuri cînd dimensiunile componente sînt dispuse prin construcție astfel încît formează anumite unghiuri una față de cealaltă. Fig. 9.10 prezintă cazul unui astfel de lanț de dimensiuni. Dacă Δ_A este dimensiunea de închidere atunci valoarea ei va fi

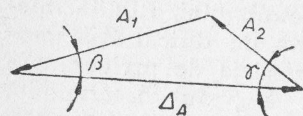


Fig. 9.10. Lanț de dimensiuni într-un plan.

$$\Delta_A = A_1 \cos \beta + A_2 \cos \gamma$$

Astfel fig. 9.11, *a* prezintă un împingător al cărui lanț de dimensiuni se compune din 5 dimensiuni componente A_1, A_2, A_3, A_4 și A_5 și dimensiunea de închidere Δ_A. Schema 9.11, *b* reprezintă situația reală a lanțului de dimensiuni, unde dimensiunea A_3 face un unghi α cu celelalte dimensiuni. Pentru rezolvarea acestui lanț de dimensiuni este necesară transformarea lui într-un lanț liniar (fig. 9.11, *c*). În acest scop dimensiunea A_3 a fost proiectată pe direcția dimensiunii de închidere Δ_A, înlocuind dimensiunea A_3 cu $A_3' = A_3 \cos \alpha$.

9.2. METODELE DE SOLUȚIONARE A LANȚURILOR DE DIMENSIUNI

Prin soluționarea unui lanț de dimensiuni se urmărește stabilirea unor toleranțe ale dimensiunilor componente astfel încît dimensiunea de închidere să rezulte între niște limite care să corespundă cerințelor funcționale, constructive și tehnologice.

Există două metode de bază pentru soluționarea lanțurilor de dimensiuni și anume:
— metoda interschimbabilității totale;
— metoda interschimbabilității parțiale.

9.2.1. METODA INTERSCHIMBABILITĂȚII TOTALE

În cazul metodei interschimbabilității totale toleranțele dimensiunilor componente sînt stabilite astfel încît precizia necesară pentru dimensiunea de închidere se obține fără nici o selecție sau ajustarea prealabilă, pentru toate lanțurile de dimensiuni ale pieselor care constituie ansamblul respectiv.

Ca avantaje mai importante ale acestei metode se pot indica:

— asamblare mai ușoară ceea ce duce la o creștere a productivității;

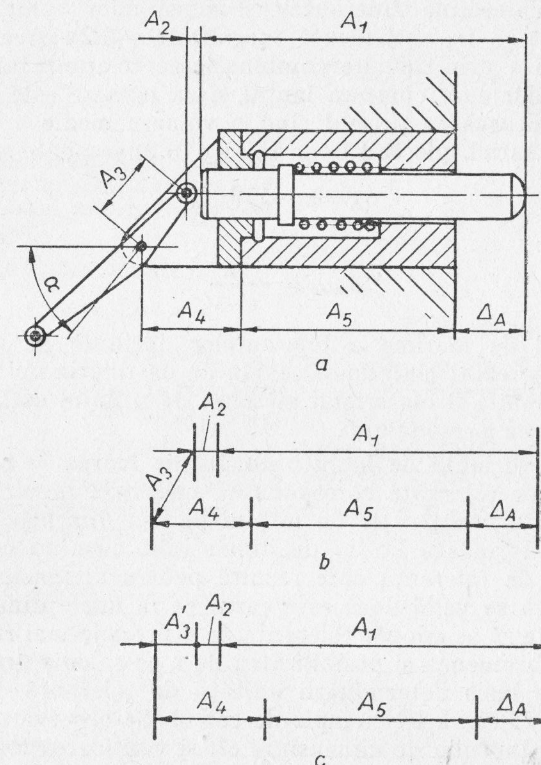


Fig. 9.11. Exemplu de lanț de dimensiuni într-un plan.

— folosirea de forțe de muncă de o calificare mai redusă;
— posibilitate de automatizare și de asigurare a unei ritmicități superioare a producției; normare mai ușoară;
— posibilitate mai ușoară de cooperare între întreprinderi în realizare de utilaje și diverse agregate;
— o rezolvare ușoară a asigurării pieselor de schimb.

Ordinea în care se realizează calculul este următoarea:

1. În funcție de problema dată se stabilește dimensiunea de închidere și precizia necesară pentru această dimensiune.
2. Se stabilește lanțul de dimensiuni respectiv.
3. Se determină toleranțele dimensiunilor componente, astfel încît să fie satisfăcută inegalitatea (9.2). Aceasta se poate realiza prin diferite combinații de toleranțe atribuite dimensiunilor care compun lanțul și ca urmare este indicat să se stabilească în primul rînd o valoare medie a acestor toleranțe. Astfel, plecînd de la relația (9.2) se poate scrie:

$$\delta_\Delta = (n-1)\,\delta_{med}$$

și deci

$$\delta_{med} = \frac{\delta_\Delta}{n-1} \qquad (9.7)$$

Ordinul de mărime a toleranțelor obținute pe această cale, este corectat ținîndu-se seama de destinația obiectului, de dimensiunile și materialul pieselor, de utilajul atelierului, de calificarea personalului.

O altă variantă de lucru o constituie luarea în considerație a unor toleranțe corespunzînd clasei de precizie folosite uzual în construcția de mașini pentru dimensiunile reperelor ce formează lanțul de dimensiuni, urmînd ca apoi, în funcție de toleranța care rezultă pentru dimensiunea de închidere să se vadă dacă este cazul ca la unele dimensiuni componente să se adopte toleranțe de o precizie mai ridicată. Există de asemenea și posibilitatea de a se calcula gradul de precizie pe baza determinării unității de toleranță, metodă ce va fi dezvoltată la exemple de calcul. Se observă că baza de calcul a lanțului de dimensiuni cît și verificarea toleranței dimensiunii de închidere o reprezintă relațiile (9.3) și (9.4).

Exemplul 1. În fig. 9.12 sînt indicate atît valorile nominale, cît și toleranțele dimensiunilor componente. Lipsesc însă indicații asupra dimensiunii de închidere ce urmează a fi determinată prin soluționarea lanțului de dimensiuni. Servindu-ne de ecuația (9.1) putem afla și valoarea nominală a dimensiunii de închidere

$$\Delta_A = A_1 - (A_2 + A_3 + A_4) = 21{,}5 - (1{,}8 + 17{,}5 + 2) = 0{,}2 \text{ mm}$$

iar prin utilizarea ecuațiilor (9.3) și (9.4) vom determina și limitele ei maximă și minimă

$$\Delta_A^{max} = A_1^{max} - (A_2^{min} + A_3^{min} + A_4^{min}) = 21{,}5 - (1{,}8 + 17{,}3 + 1{,}9) = 0{,}5 \text{ mm}.$$

$$\Delta_A^{min} = A_1^{min} - (A_2^{max} + A_3^{max} + A_4^{max}) = 21{,}3 - (1{,}9 + 17{,}5 + 2) = -0{,}1 \text{ mm}.$$

Mărimea toleranței dimensiunii de închidere este

$$\delta_{\Delta_A} = 0{,}5 - (-0{,}1) = 0{,}6 \text{ mm}$$

și satisface egalitatea (9.2)

$$\sum_{i=1}^{n-1} \delta_i = 0{,}2 + 0{,}1 + 0{,}2 + 0{,}1 = 0{,}6 \text{ mm}.$$

Valoarea nominală a dimensiunii de închidere fiind de 0,2 mm se poate afla ușor atît abaterea superioară, care este de

$$0{,}5 - 0{,}2 = 0{,}3 \text{ mm}$$

cît și cea inferioară, care este

$$-0{,}1 - (0{,}2) = -0{,}3 \text{ mm}.$$

Deci dimensiunea de închidere poate fi reprezentată sub forma $\Delta_A = 0{,}2 \pm \pm 0{,}3$ mm.

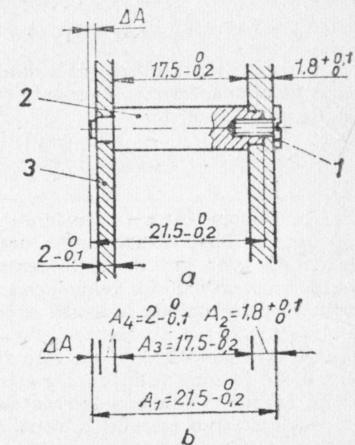


Fig. 9.12. Exemplu de calcul al dimensiunii de închidere.

Exemplul 2. În schema din fig. 9.13 este indicată valoarea nominală și toleranțele pentru dimensiunea de închidere și valorile nominale ale dimensiunilor componente, fără toleranțele respective. Această problemă poate fi soluționată pe două căi diferite: sau stabilind toleranțe identice

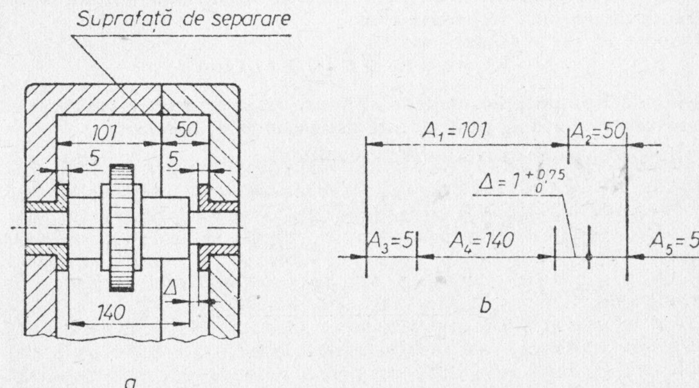


Fig. 9.13. Lanțul de dimensiuni pentru ansamblul: roată dințată într-un corp din două bucăți.

pentru toate dimensiunile componente sau determinînd toleranțele dimensiunilor în funcție de valorile lor nominale însă dintr-o singură clasă de precizie.

Procedînd conform primei metode se trasează schema, fig. 9.13, *b*, și se verifică valoarea nominală a dimensiunii de închidere.

$$\Delta_A=(A_1+A_2)-(A_3+A_4+A_5)=(101+50)-(140+5+5)=1 \text{ mm}.$$

Întrucît limita inferioară a dimensiunii de închidere coincide cu valoarea ei nominală, iar cea superioară conform datelor este +0,75 mm, rezultă că: δ_Δ =0,75 mm; iar

$$\delta_{med}=\frac{0,75}{5}=0,15 \text{ mm}=150 \ \mu\text{m}.$$

Ca urmare toate dimensiunile componente vor avea o toleranță de 150 μm. În unele cazuri, pentru anumite dimensiuni componente, în funcție de mărimea lor, de unele cereri speciale de ordin constructiv și din cauza unor dificultăți tehnologice la prelucrarea lor, toleranțele medii obținute prin metoda indicată anterior, trebuie modificate în așa fel ca relația (9.2) să fie satisfăcută și după modificarea lor. Această cale de soluționare este simplă, însă nu este suficient de precisă, corecturile impuse făcîndu-se în mod arbitrar. Ea este indicată numai pentru a stabili ca o primă apreciere valoarea toleranțelor de ales.

La aplicarea metodei a doua, adică la alegerea toleranțelor la toate dimensiunile componente numai din aceeași clasă de precizie, este necesar să se țină seama de diferențele dintre valorile lor nominale.

Cum s-a arătat în capitolul 1, pentru piesele cu dimensiuni pînă la 500 mm, unitatea de toleranță este dată de relația

$$i=0,45\ \sqrt[3]{D}+0,001\ D\ \mu\text{m}.$$

D fiind media geometrică a intervalului de dimensiuni dat în mm, iar toleranța dimensiunii respective este

$$\delta A_i=a(0,45\ \sqrt[3]{D}+0,001\,D)\ \mu\text{m}.$$

a fiind numărul unităților de toleranță care caracterizează clasa de precizie și care deci este același pentru toate dimensiunile componente.

În concordanță cu relația (9.2) rezultă că:

$$\delta_\Delta=\sum_{i=1}^{n-1} a(0,45\ \sqrt[3]{D}+0,01\,D)\,\mu\text{m}=a\sum_{i=1}^{n-1}(0,45\ \sqrt[3]{D}+0.01\,D)\,\mu\text{m}$$

deci

$$a=\frac{\delta_\Delta}{\sum\limits_{i-1}^{n-1}(0,45\ \sqrt[3]{D}+0,01\ D)}. \qquad (9.8)$$

Numărul unităților de toleranță a ce rezultă din relația (9.8) nu este de obicei exact același cu un număr corespunzător unei clase de precizie.

Din această cauză se alege clasa de precizie al cărui număr de unități de toleranță este cel mai apropiat de valoarea calculată și se stabilesc toleranțele corespunzătoare în funcție de valorile nominale ale dimensiunilor componente. La definitivarea toleranțelor ele vor fi corectate în funcție de cererile constructive, economice și funcționale.

Pentru simplificarea operațiilor ce urmează a fi efectuate, s-a întocmit tabelul 9.1, unde pentru fiecare interval de dimensiuni este dată valoarea mediei geometrice în mm, valoarea lui 0,45 $\sqrt[3]{D}$ și valoarea lui i respectiv egal cu 0,45 $\sqrt[3]{D}+0,001\,D$.

Tabelul 9.1

Valoarea unității de toleranță în funcție de intervalul de dimensiuni

Intervalul de dimensiuni		D — media geometrică mm	$0,45\sqrt[3]{D}$ mm	$i=0,45\sqrt[3]{D}+0,001\,D$ μm
Peste	Pînă la			
6	10	7,7460	0,89037	0,89811
10	18	13,4164	1,06928	1,08269
18	30	23,2379	1,28414	1,30737
30	50	38,730	1,52252	1,56125
50	80	63,246	1,79290	1,85614
80	120	97,980	2,07456	2,17254
120	150	134,164	2,30369	2,43780
150	180	164,317	2,46475	2,62906
180	250	212,132	2,68379	2,89592
250	315	280,640	2,94620	3,22684
315	400	354,965	3,18621	3,54117
400	500	447,214	3,44126	3,88847

În cazul problemei de mai sus, folosind relația (9.8) se va obține:

$$a=\frac{750}{2,172+1,561+2\times0,898+2,438}=\frac{750}{7,967}\approx 94.$$

Comparînd valoarea obținută pentru „a" cu datele din tabelul 2.1 se va constata că ea este cuprinsă între valorile IT11 și IT10. Ținînd seamă de posibilitățile tehnologice actuale se va alege precizia IT10 pentru majoritatea dimensiunilor, iar pentru dimensiunea A_4 chiar precizia IT8. Din tabelele de toleranțe din sistemul ISO se vor stabili următoarele toleranțe pentru fiecare dimensiune componentă în parte: pentru A_1: 0,140 mm; A_2: 0,100 mm, A_3 și A_5: 0,48 mm; A_4: 0,063 mm. Se vor determina abaterile limite pentru fiecare dimensiune componentă în parte în așa fel încît ele să fie numai pozitive la dimensiunile care contribuie la mărirea dimensiunii de închidere și numai negative la cele care contribuie la micșorarea dimensiunii de închidere. Astfel vor rezulta $A_1=101^{+0,140}_{0}$ mm, $A_2=50^{+0,10}_{0}$ mm, $A_3=A_5=5^{0}_{-0,048}$ mm și $A_4=140^{0}_{-0,063}$ mm.

Făcînd verificarea după relaţiile (9.3) şi (9.4) rezultă:

$$\Delta_A^{max} = 101{,}14+50{,}10-2\times 4{,}952-139{,}943=1{,}393 \text{ mm}$$

$$\Delta_A^{min} = 101+50-2\times 5-140=1 \text{ mm.}$$

Constatăm că dimensiunile obţinute din calcul asigură precizia impusă dimensiunii de închidere din exemplul ales.

Exempull 3. Pe fig. 9.14 sînt indicate două căi de trasare a cotelor subansamblului (cotele trasate după prima metodă sînt subliniate). La ambele metode toleranţele dimensiunilor de închidere Δ sînt date şi sînt identice.

Pentru soluţionarea problemei se va proceda în felul următor:

— se vor trasa lanţurile de dimensiuni în ambele variante, fig. 9.14, *a* şi *c*;

— se va determina numărul unităţilor de toleranţă a_1 şi a_2 pentru fiecare caz, folosind relaţia (9.8) şi tabelul 9.1.

$$a_1 = \frac{450}{2\times 0{,}898+2\times 2{,}438} = \frac{450}{6{,}672} \approx 67 \text{ unităţi}$$

$$a_2 = \frac{450}{4\times 1{,}561+2\times 2{,}438} = \frac{450}{12{,}916} \approx 35 \text{ unităţi.}$$

Comparînd rezultatele obţinute se constată că a_1 corespunde cu aproximaţie cu IT10, în timp ce a_2 se plasează între IT9 şi IT8. De aici se deduce că prima metodă este mai avantajoasă întrucît cu ea se poate obţine aceeaşi precizie la dimensiunea de închidere, dimensiunile componente fiind prelucrate cu o precizie mai mică. Rezultă deci că soluţia lanţului de dimensiuni în varianta 1 este mai economică, dimensiunile componente fiind: $150^{+0{,}160}_{0}$; $8^{0}_{-0{,}058}$ şi $133{,}5^{0}_{-0{,}160}$.

*

* *

Metoda interschimbabilităţii totale este raţional să fie folosită din punct de vedere economic numai la lanţuri de dimensiuni de precizie ridicată sau pentru lanţuri de dimensiuni cu un număr mic de dimensiuni componente sau la lanţuri cu dimensiuni în serie ca în fig. 9.6.

Pentru alte lanţuri de dimensiuni toleranţele care ar rezulta ca necesare pentru dimensiunile componente ar fi prea strînse şi realizarea lor ar prezenta dificultăţi tehnologice prea mari.

Pentru astfel de situaţii se va utiliza metoda interschimbabilităţii parţiale.

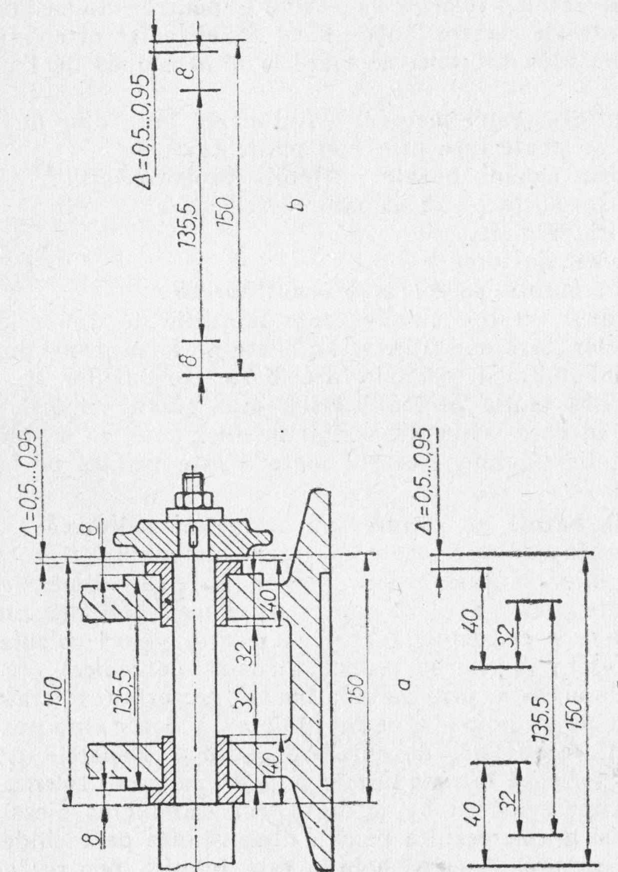


Fig. 9.14. Variante de întocmire a lanţurilor de dimensiuni.

9.2.2. METODA INTERSCHIMBABILITĂŢII PARŢIALE

În cazul metodei interschimbabilităţii parţiale, pentru unele din lanţurile de dimensiuni ale pieselor care constituie subansamblul respectiv nu se respectă principiul interschimbabilităţii totale, toleranţele stabilite pentru dimensiunile componente ale acestor lanţuri fiind astfel încît pot conduce la nerespectarea preciziei necesare la dimensiunea de închidere.

În cadrul acestei metode, soluţionarea lanţurilor de dimensiuni se poate face prin mai multe căi:

a — prin calcule bazate pe teoria probabilităţilor;
b — prin sortare sau asamblare selectivă;
c — prin reglare;
d — prin ajustare.

Metoda bazată pe teoria probabilităţilor

În cadrul acestei metode toate lanţurile de dimensiuni ale reperelor, fără excepţie, se stabilesc pe baza principiului interschimbabilităţii parţiale. Pe baza concluziilor ce se desprind din teoria probabilităţilor sînt create condiţii ca situaţiile în care toleranţa verigii de închidere nu se încadrează să fie minime. Această metodă este tratată pe larg în cap. 10.

Metoda bazată pe sortare sau asamblare selectivă

Deficienţa aplicării metodei interschimbabilităţii totale în cazul unor lanţuri cu un număr mare de dimensiuni componente şi care necesită o precizie ridicată a dimensiunii de închidere o constituie faptul că rezultă valori calculate ale toleranţei (δ_i) greu de realizat în mod economic.

Faţă de aceasta, prin metoda bazată pe sortare toleranţa se măreşte de un număr n de ori pînă la o valoare care poate fi obţinută economic, devenind $\delta_{pr}=n\delta_{Ai}$. Reperele prelucrate se sortează într-un număr n de grupe avînd toleranţa fiecărei grupe egală cu δ_{Ai} şi deci, prin asamblarea pieselor din aceleaşi grupe, rezultă pentru dimensiunea de închidere precizia necesară. Această soluţie este folosită pentru lanţuri cu număr mic de dimensiuni componente (3—4) în condiţiile unei producţii de masă sau de serie mare. Pentru exemplificare se poate indica selecţionarea bilelor şi inelelor la rulmenţi, selecţionarea segmenţilor şi pistoanelor la motoarele de autovehicule şi avioane, în lanţul de dimen-

siuni bolţ-alezajul pistonului-alezajul capului bielei la un motor cu ardere internă.

La asamblarea selectivă, dimensiunile efective ale pieselor executate se trec într-un formular. Pentru obţinerea valorilor prescrise la dimensiunea de închidere, se determină abaterile admise la piesele conjugate şi se realizează o asamblare selectivă. Această metodă are multe neajunsuri şi ca atare este folosită la asamblarea unor subansamble puţin complicate şi de importanţă mică, în cazul unor producţii de serie mică.

Metoda bazată pe reglare

În acest caz, precizia dimensiunii de închidere se obţine prin modificarea intenţionată a poziţiei unei dimensiuni componente în sensul dorit, formînd astfel un compensator. Restul de dimensiuni din lanţul respectiv se realizează în cadrul toleranţelor care corespund condiţiilor economice ale producţiei.

Mărimea de compensare A_c trebuie să acopere diferenţa dintre toleranţele lărgite ale dimensiunilor componente şi toleranţa dimensiunii de închidere, adică:

$$A_c \geqslant N'-N=\sum_{i=1}^{n-1} A_i-N \tag{9.9}$$

unde:

N' este zona dispersiunilor la dimensiunea de închidere, obţinută în cazul toleranţelor lărgite ale dimensiunilor componente;
N — toleranţa prescrisă la dimensiunea de închidere;
A_i — toleranţele lărgite la dimensiunile componente respective.

Atunci cînd se pune problema compensării unor variaţiuni dimensionale (sub influenţa uzurii, temperaturii sau deformării elastice) este necesar să se mărească mărimea de compensare, care devine

$$A'_c=A_c+A_m \tag{9.10}$$

unde A_m este compensarea suplimentară.

Compensatoarele pot fi fixe sau mobile. Compensatoarele fixe sînt executate în formă de inele, plăci, discuri sau alte piese intermediare ce diferă între ele în direcţia de compensare cu o valoare care să asigure realizarea toleranţei

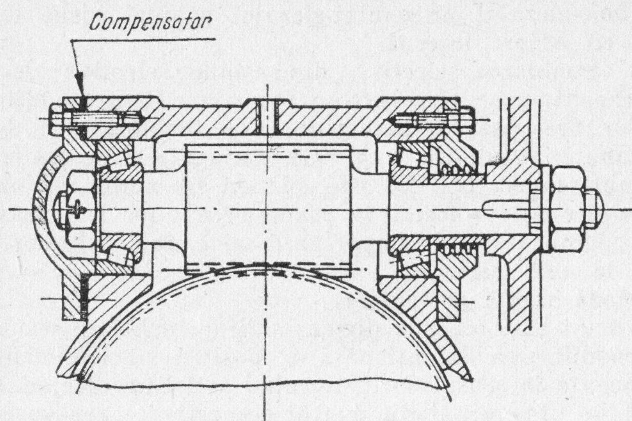


Fig. 9.15. Compensator pentru reglarea jocului la rulmenții cu role conice.

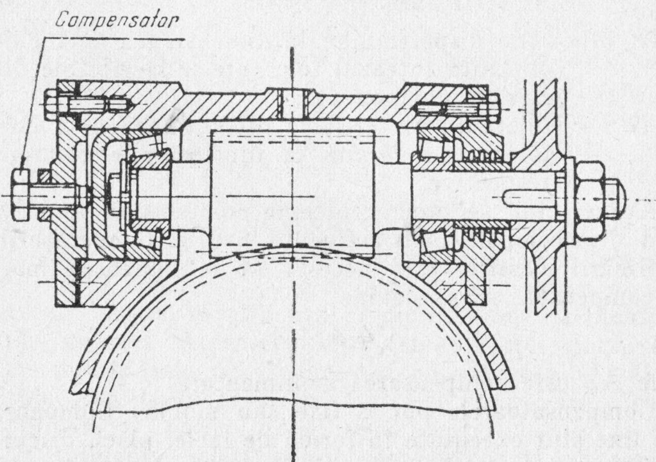


Fig. 9.16. Compensator periodic.

impuse pentru dimensiunea de închidere. Fig. 9.15 reprezintă un exemplu de compensator fix folosit în mod curent pentru reglarea jocului la rulmenții cu role conice.

Compensatoarele mobile se împart în compensatoare cu reglare periodică și compensatoare cu reglare automată și continuă.

În primul caz, precizia dimensiunii de închidere obținută inițial, poate fi restabilită periodic în lanțul de dimensiuni, prin reglarea compensatorului mobil cu ajutorul unui filet (ca în fig. 9.16), al unei pene, al unei suprafețe conice, al unui excentric etc.

În cazul al doilea, precizia inițial obținută este menținută în mod continuu de exemplu printr-un arc ca în fig. 9.17.

Exemplul 4.

Fig. 9.18 reprezintă un ansamblu compus dintr-o roată dințată *1* ce se rotește împreună cu arborele *7*, care transmite la rîndul lui mișcarea unei roți de transmisie *5*. Această roată transmite mișcarea de rotație tobei *6*. Arborele este susținut de bucșele de alunecare ale lagărului *3* fiind prevăzute lateral cu inelele distanțiere *4* și *2*. La capătul din dreapta arborele este prevăzut cu un șurub și o șaibă.

Pentru acest ansamblu se cere să se determine toleranțele la lungimea pieselor *2—7* în așa fel încît să rezulte un joc Δ_A suficient pentru asigurarea în condițiuni bune a mișcării de rotație a roții dințate și a roții de transmisie. Mărimea acestui joc este stabilită din motive constructive la

$$\Delta_A=0{,}1\div0{,}3 \text{ mm}$$

Pentru soluționarea problemei se va proceda în felul următor:

Se va trasa schema lanțului de dimensiuni, fig. 9.18, Valorile numerice ale dimensiunilor componente sînt:

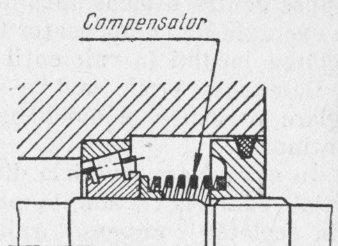
$$A_1=3,\ A_2=42,\ A_3=3,\ A_4=18,\ A_5=34,\ A_6=100.$$

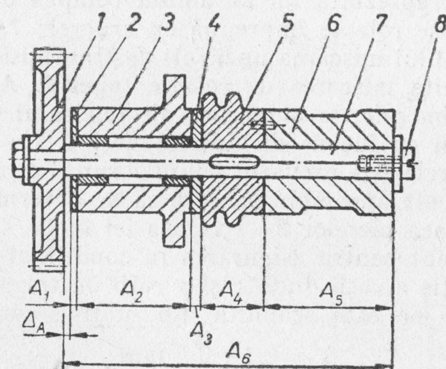
Acest lanț de dimensiuni poate fi socotit ca fiind compus dintr-un număr minim de dimensiuni componente întrucît fiecărei piese îi corespunde o singură dimensiune.

— Determinarea prealabilă a condițiilor de stabilire a toleranțelor.

Inițial se va verifica dacă în cazul de față se poate realiza o interschimbabilitate totală, adică, dacă această metodă

Fig. 9.17. Compensator continuu.





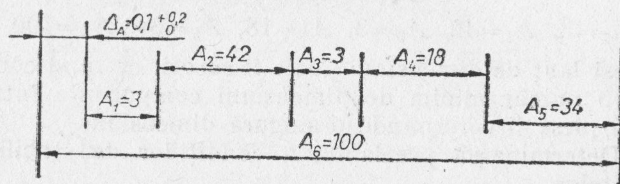


Fig. 9.18. Lanţ de dimensiuni la un ansamblu fără compensator.

este economică. În acest scop se va stabili clasa de precizie pentru lanţul de dimensiuni calculînd numărul de unităţi de toleranţă — a — aşa cum s-a arătat în exemplele de calcul anterioare.

$$a=\frac{200}{2\times 0{,}898+1{,}561+1{,}083+1{,}561+2{,}173}=\frac{200}{8{,}174}=$$

$$=24{,}4 \text{ unităţi de toleranţă.}$$

Din tabelul 2.1 rezultă că aceasta corespunde clasei de precizie IT8 respectiv IT7.

Se poate considera că pentru acest ansamblu precizia stabilită ca necesară este prea ridicată şi deci nu este economic să se utilizeze metoda interschimbabilităţii totale. Se va analiza deci mărimea toleranţelor în cazul interschimbabilităţii parţiale.

— Calculul toleranţelor şi mărimii de compensare

Socotind că utilizarea preciziei IT10 este cea mai indicată pentru cazul de faţă, se vor obţine următoarele valori ale toleranţelor dimensiunilor componente funcţie de valorile nominale:
pentru $A_1=A_3=3$ mm IT10=0,04 mm; pentru $A_4=18$ mm; IT10=0,07 mm; pentru $A_2=42$ mm şi $A_5=34$ mm: IT10=0,10 mm, iar pentru $A_6=100$ mm: IT10=0,14 mm.

Suma toleranţelor $\Sigma\delta_i=0{,}04+0{,}10+0{,}04+0{,}07+0{,}10+0{,}14=0{,}49$ mm.

Compensarea minimă A_c va fi egală cu

$$A_c=\Sigma\delta_i-\delta_\Delta=0{,}49-0{,}2=0{,}29 \text{ mm.}$$

Această compensare poate fi realizată sau pe cale constructivă (compensator cu filet, bucşa intermediară corespunzătoare) sau pe cale tehnologică (acţionînd asupra dimensiunii A_6).

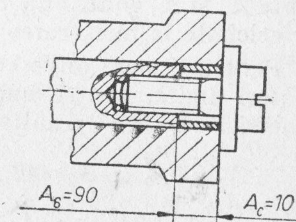


Fig. 9.19. Compensator cu bucşă.

Se alege metoda constructivă de compensare şi anume bucşe ce pot fi schimbate la alegere după necesitate, fig. 9.19. Din motive constructive lungimea va fi stabilită la $A_c=A_7=10$ mm, micşorînd respectiv A_6, la 90 mm.

Se trasează o nouă schemă pentru lanțul de dimensiuni (fig. 9.20). Compensatorul ales nefiind un compensator continuu, modificările intervenite pe parcurs în lanțul de

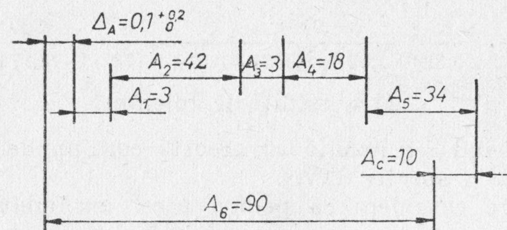


Fig. 9.20. Lanț de dimensiuni modificat pentru introducerea compensatorului.

dimensiuni nu se compensează automat. Din această cauză toleranțele compensatorului trebuie însumate cu mărimea minimă de compensare calculată. Toleranța pentru compensator este aleasă după clasa IT10 avînd valoarea $\delta_c=$ $=0,058$ mm. În consecință valoarea de compensare totală A'_c va fi

$$A'_c=A_c+\delta_c=0,29+0,058=0,348 \text{ mm}\approx 0,35 \text{ mm}.$$

Din schema analizată rezultă că dimensiunile componente A_6 și A_c contribuie la mărirea dimensiunii de închidere, iar celelalte la micșorarea ei.

Pentru dimensiunile componente se vor prevedea numai abateri limită, pentru bucșele de compensare abateri limită simetrice. De aici rezultă:

$$A_1=3^{\ 0}_{-0,04};\ A_2=42^{\ 0}_{-0,10};\ A_3=3^{\ 0}_{-0,04};\ A_4=18^{\ 0}_{-0,07};$$

$$A_5=34^{0}_{-0,10};\ A_6=90^{0}_{-0,14};\ A_c=10\pm 0,029.$$

Mărimea compensației totale conform celor stabilite mai sus este

$$A'_c=0,35 \text{ mm}.$$

Ca problema compensatorului cu bucșe înlocuibile în timp să fie lămurită cît mai bine menționăm că la ansamblul

analizat mărimea dimensiunii de închidere crește cu durata exploatării și în consecință bucșele vor trebui să compenseze această creștere, lungimea lor trebuind să fie tot mai mică.

În general dimensiunea de compensare poate fi realizată în vederea măririi sau micșorării dimensiunii inițial stabilite. În cazul nostru dimensiunea $A_c=10$ mm mărește dimensiunea $A_6=90$ mm pînă la valoarea de 100 mm inițial stabilită.

În astfel de cazuri abaterile mărimii de compensare se determină după relațiile următoare:

$$\delta_{sc}\geqslant \Sigma\,\delta_{s(mics)}-\Sigma\,\delta_{i(măr)}+U_{ic}$$

δ_{sc} este abaterea superioară a dimensiunii de compensare care mărește;
$\Sigma\,\delta_{s(mics)}$ — suma algebrică a abaterilor superioare ale dimensiunilor componente care micșorează dimensiunea de închidere;
$\Sigma\,\delta_{i(măr)}$ — suma algebrică a abaterilor inferioare ale dimensiunilor componente care măresc dimensiunea de închidere;
U_{ic} — abaterea inferioară a dimensiunii de închidere,

adică — în exemplul dat:

$$\delta_{sc}=0-(-0,169)+0,10=+0,27 \text{ mm}$$

δ_{ic} este abaterea inferioară a dimensiunii de compensare, care mărește;
$\Sigma\,\delta_{i(mics)}$ — suma algebrică a abaterilor inferioare ale dimensiunilor componente care micșorează dimensiunea de închidere;
$\Sigma\,\delta_{s(măr)}$ — suma algebrică a abaterilor superioare ale dimensiunilor componente care măresc dimensiunea de închidere;
U_{sc} — abaterea superioară a dimensiunii de închidere,

și

$$\delta_{ic}=\Sigma\,\delta_{i(mic)}-\Sigma\,\delta_{s(mar)}+U_{sc} \qquad (9.13)$$

deci

$$\delta_{ic}=(-0,35)-(0,029)+0,3=-0,079 \text{ mm}.$$

De unde

$$+0,27-(-0,079)=0,349 \text{ mm}$$

care corespunde cu $A_c=0,35$ mm

Dimensiunile limită ale compensatorului vor fi:

$$A'_{cs}=10,27 \text{ mm}$$

$$A'_{ci}=9,92 \text{ mm}.$$

Numărul bucşelor necesare pentru a compensa treptat variaţia dimensiunilor în timpul exploatării va fi:

$$M=\frac{A'_c}{\delta\Delta}=\frac{0,35}{0,2}+1=1,75+1\approx 3 \text{ buc.}$$

Cele trei bucşe vor avea deci dimensiuni nominale care vor diferi prin valoarea

$$\frac{0,35}{2}=0,175 \text{ mm.}$$

În consecinţă bucşele vor avea dimensiunile:
— prima bucşă: 10,27±0,029 mm
— a doua bucşă: 10,095±0,029 mm
— a treia bucşă: 9,92±0,029 mm.

Astfel pe măsura funcţionării dispozitivului şi uzurii parţiale a subansamblelor, bucşele se vor schimba în mod treptat.

9.2.3. ASAMBLARE PRIN AJUSTARE

La asamblarea prin ajustare, precizia prescrisă pentru dimensiunea de închidere se obţine prin prelucrarea suplimentară în timpul montajului a unui element component dinainte stabilit. Elementul ales pentru prelucrare va avea un adaos numit compensator tehnologic. Acest adaos trebuie astfel calculat încît pe de o parte să fie suficient de mare pentru a permite compensarea toleranţelor mărite ale dimensiunilor componente astfel încît să se obţină precizia necesară a dimensiunii de închidere, iar pe de altă parte să nu fie prea mare făcînd o prelucrare exagerată.

Avantajul acestei asamblări constă în posibilitatea de a obţine o precizie mare a dimensiunii de închidere, restul

dimensiunilor putînd fi deci prelucrate în cadrul unor toleranţe mai largi, acceptabile din punct de vedere economic.

Ca dezavantaje ale acestei metode se pot indica:
— volumul prelucrării adaosului poate fi stabilit abia după o asamblare provizorie a elementelor care concură la lanţul de dimensiuni;
— ajustajul scumpeşte costul asamblării;
— durata montajului creşte.

Această metodă se utilizează la producţia individuală şi de serie mică. Nu se recomandă atunci cînd se pot utiliza alte feluri de compensări.

9.3. EXEMPLE DE CALCUL A LANŢURILOR DE DIMENSIUNI

9.3.1. STABILIREA LANŢULUI DE DIMENSIUNI ÎN VEDEREA FIXĂRII CORECTE A CAPACULUI DE CORPUL UNUI SERTAR

Se analizează ansamblul din fig. 9.21 care reprezintă un sertar, la care plunjerul are o mişcare liniară alternativă în corp. De corp mai este înşurubat un capac prin care sertarul este alimentat cu uleiul necesar unei bune funcţionări.

Problemele care trebuie rezolvate sînt următoarele:

1. *Asigurarea unei mişcări line*, fără întreruperi a plungerului. În acest scop este necesar să se asigure un joc optim

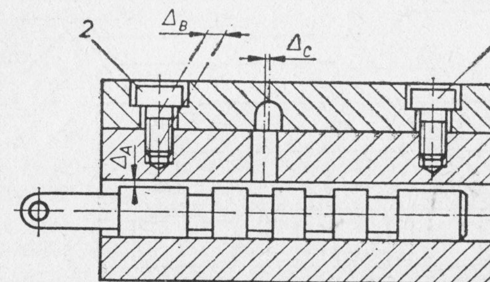


Fig. 9.21. Ansamblul unui sertar.

între plunger şi alezajul corpului. Dimensiunea de închidere Δ_A din fig. 9.21 determină lanţul de dimensiuni, respectiv Δ_A^{min} va fi stabilit astfel încît să se realizeze funcţionarea în condiţiile impuse şi să se asigure un strat minim de

lubrifiant, iar Δ_A^{max} va fi determinat în aşa fel încît pe lîngă o funcţionare corespunzătoare să nu rezulte un consum de lubrifiant peste cel normal. Întocmirea unor astfel de lanţuri de dimensiuni a fost tratată în textele anterioare şi nu prezintă nici o dificultate (fig. 9.22).

2. *Asigurarea coaxialităţii canalelor pentru alimentare cu ulei.* Uleiul necesar sertarului fiind alimentat prin intermediul unui canal din capac şi a unui canal din corp este necesar ca aceste canale să fie coaxiale. Lanţul de dimensiuni din fig. 9.22 este notat prin *C*. Abaterile limită ale dimensiunii de închidere Δ_C se stabilesc ţinîndu-se seama că necoaxialitatea dintre aceste canale micşorează secţiunea de trecere a uleiului, mărind astfel rezistenţa hidraulică şi micşorînd debitul de ulei.

Schema acestui lanţ de dimensiuni se compune din: dimensiunea C_1 de la axa canalului din capac pînă la axa găurii capacului destinată trecerii şurubului, dimensiunea C_2 de la axa găurii capacului pînă la axa şurubului în corp, dimensiunea C_4 de la axa şurubului pînă la axa găurii de alimentare din corp şi dimensiunea de închidere Δ_C între axa canalului din capac şi axa canalului din corp. Se men-

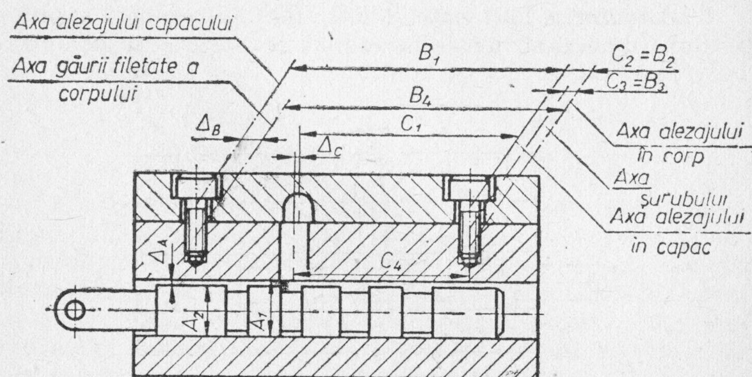


Fig. 9.22. Lanţul de dimensiuni pentru sertarul din fig. 9.21.

ţionează că pe porţiunea filetării şurubului dezaxarea între acesta şi gaura filetată din corp este considerată zero, deci $C_3=0$.

3. *Asigurarea fixării capacului de corpul sertarului.* Dacă dimensiunile şuruburilor şi ale alezajelor în capac şi în corp sînt corecte, atunci cu unul din şuruburi, de exemplu cu cel din dreapta, se poate fixa capacul de corp. Introducerea şurubului al doilea va fi însă posibilă numai în cazul cînd necoaxialitatea dintre axa şurubului înşurubat în corp şi axa alezajului corespunzător din capac nu va depăşi jumătate din jocul existent între şurub şi alezajul din capac. Din această cauză dimensiunea de închidere Δ_B a lanţului de dimensiuni *B* care asigură fixarea prin şuruburi a capacului de corp va fi distanţa dintre axa alezajului de fixare din capac şi axa şurubului respectiv, fixat în corp.

Lanţul de dimensiuni *B* se va compune din: B_1 — distanţa între axele alezajelor de fixare ale capacului, B_2 — distanţa dintre axa alezajului din dreapta a capacului şi axa şurubului respectiv, B_4 — distanţa dintre axele şuruburilor şi Δ_B — dimensiunea de închidere. Ca şi în cazul precedent $B_3=C_3=0$.

Se menţionează că la determinarea toleranţei dimensiunii de închidere este necesar să se ia în considerare cazul cel mai nefavorabil şi anume jocul minim între şurub şi alezajul din capac.

9.3.2. ÎMBINAREA DINTRE DOUĂ SAU MAI MULTE PIESE CU AJUTORUL NITURILOR, ŞURUBURILOR SAU PREZOANELOR

Poziţia axelor alezajelor şi arborilor asamblaţi, avînd un ajustaj cu joc, este prezentată în fig. 9.23, *a*. Dimensiunile efective sînt notate cu *A* pentru alezaje, cu *B* pentru arbori, cu Δ pentru mărimea jocului, iar mărimea dezaxării, adică distanţa între axa alezajului şi cea a arborelui este notată cu „e".

Se trasează lanţul de dimensiuni, fig. 23, *b*, care reprezintă legătura între mărimea dezaxării *e* şi mărirea jocului Δ

$$\frac{B}{2}+e+\frac{A}{2}=B+\Delta$$

de unde

$$e=\frac{B}{2}-\frac{A}{2}+\Delta$$

Întrucît din fig. 9.23, *a* rezultă că

$$\frac{A}{2}=\frac{B}{2}+e$$

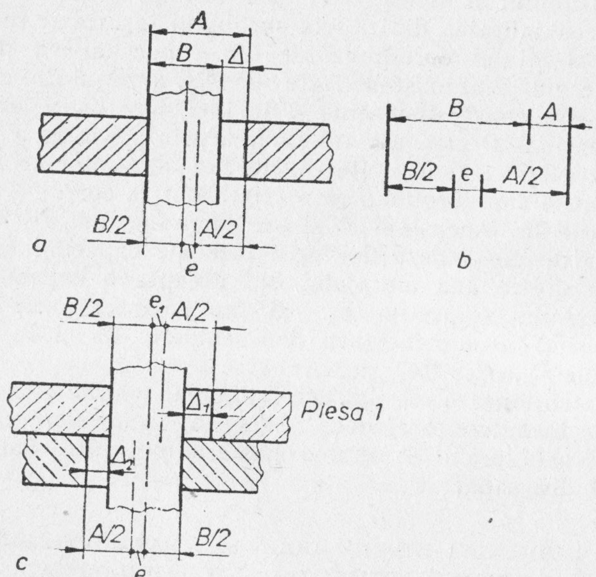


Fig. 9.23. Asamblarea axelor și alezajelor.

se obține

$$\frac{B}{2}-\frac{A}{2}=-e$$

și

$$e=(-e)+\Delta \text{ sau}$$

$$\Delta=2e$$

În final

$$e=0{,}5\Delta \tag{9.14}$$

Pentru obținerea interschimbabilității totale este necesar să se asigure jocul minim (cazul cel mai nefavorabil), adică

$$e=0{,}5\Delta \text{ mm} \tag{9.14, a}$$

În consecință s-a stabilit că mărimea admisibilă pentru dezaxarea între axa arborelui și alezajului este egală cu jumătatea jocului de asamblare.

În cazul unor toleranțe date pentru arbore și alezaj dezaxarea maximă posibilă va corespunde asamblării cu jocul maxim, iar dezaxarea minimă dezaxării cu jocul minim adică

$$e_{max}=0{,}5\Delta_{max}=\frac{A_{max}-B_{min}}{2}$$

$$e_{min}=0{,}5\Delta_{min}=\frac{A_{min}-B_{max}}{2}$$

Pe fig. 9.23, *c* este reprezentată poziția axului unui arbore ce trece prin două alezaje, diametrul arborelui fiind maximum posibil pentru alezajele prezentate. Deplasarea axelor alezajelor față de axa arborelui este e_1 pentru alezajul de sus și e_2 pentru alezajul de jos. Deplasarea ambelor axe ale alezajelor va fi egală cu e_1+e_2, deci egală cu suma dezaxărilor axelor ambelor alezaje față de axa arborelui comun.

Cum rezultă din relația 9.14 mărimea dezaxării între fiecare alezaj și arbore este egală cu jumătatea jocului între arbore și alezajul dat. Deci dezaxarea între două alezaje, prin care urmează să treacă un arbore, nu trebuie să depășească jumătate din suma ambelor jocuri, adică:

$$e=0{,}5(\Delta_1+\Delta_2) \tag{9.15}$$

Jocurile între arbore și alezaje pot fi considerate drept „compensatori" de deplasare între axele alezajelor și axele arborilor făcînd posibilă asamblarea arborelui cu alezajele. Mărimea jocurilor necesare pentru compensarea dezaxării, se determină pe baza relațiilor (9.14) și (9.15).

În cazul îmbinării a două piese cu ajutorul unor nituri, șuruburi sau prezoane, toleranțele vor fi stabilite după cum urmează:

— îmbinare cu șuruburi (fig. 9.24, *a*) $\delta L=\pm\Delta$ (9.16)

— îmbinare cu prezoane (fig. 9.24, *b*)

$$\delta L=\pm\frac{\Delta}{2} \tag{9.17}$$

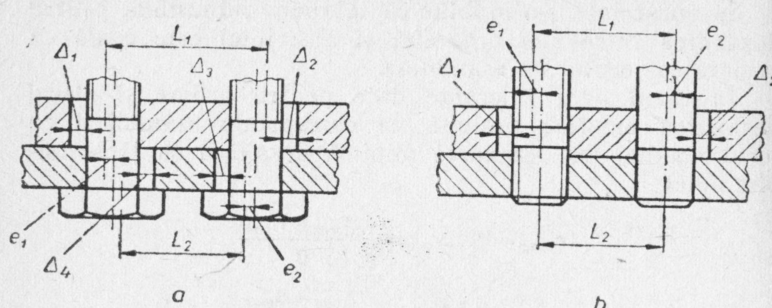


Fig. 9.24. Îmbinare cu şuruburi şi prezoane:
a — cu şuruburi; b — cu prezoane.

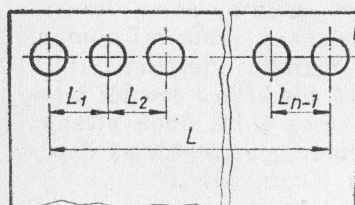


Fig. 9.25. Cotare în lanţ.

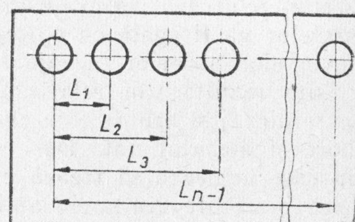


Fig. 9.26. Cotare în scară.

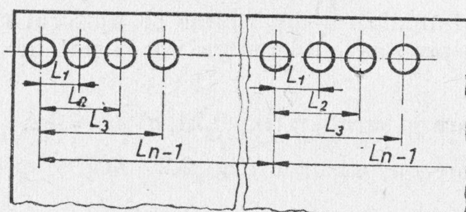


Fig. 9.27. Cotare combinată.

— îmbinare cu mai multe alezaje cotate în lanţ (fig. 9.25) pentru şuruburi

$$\delta L_i = \frac{2\Delta}{n-1} \tag{9.18}$$

pentru prezoane

$$\delta L_i = \frac{\Delta}{n-1} \tag{9.19}$$

— îmbinare cu mai multe alezaje cotate în scară (fig. 9.26) pentru şuruburi

$$\delta L_i = \Delta \tag{9.20}$$

pentru prezoane

$$\delta L_i = 0{,}5\Delta \tag{9.21}$$

— îmbinare cu mai multe alezaje folosind metoda combinată (fig. 9.27).

Comparînd relaţiile (9.18) şi (9.20) precum (9.17) şi (9.19) se constată că la $n=3$ ambele metode de cotare în lanţ şi în scară permit folosirea unor toleranţe identice. Începînd de la $n=4$, metoda în lanţ devine mai puţin economică, întrucît pretinde o toleranţă mai mică decît în cazul metodei în scară. Cînd numărul orificiilor creşte şi mai mult şi distanţa între orificiile extreme devine mare, atunci şi metoda în scară nu mai este economică întrucît erorile de prelucrare şi de măsurare cresc considerabil. În cazul acesta se recomandă a treia metodă, metoda combinată.

9.3.3. STABILIREA LANŢULUI DE DIMENSIUNI PENTRU POZIŢIONAREA AXELOR UNOR ALEZAJE FAŢĂ DE SUPRAFAŢA PLANĂ DE BAZĂ

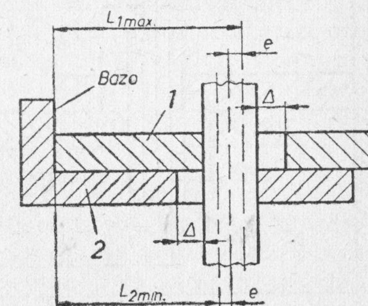


Fig. 9.28. Cotarea faţă de o bază.

Se analizează cazul a două piese *1* şi *2* (fig. 9.28) care au o bază comună faţă de care sînt cotate ambele alezaje. În cazul acesta, aplicînd raţionamentele de mai sus, va rezulta

$$L_{1max} - L_{2min} = 2e$$

$$L_{2max}-L_{1min}=2e$$

şi

$$(L_{1max}-L_{2min})+(L_{2max}-L_{1min})=4e$$

$$\delta L_1+\delta L_2=4e=2\Delta_{min}.$$

Dacă dimensiunile nominale L sînt egale se va putea nota

$$\delta L_1=\delta L_2=\delta L$$

şi relaţia

$$\delta L=\Delta_{min} \quad (9.22)$$

adică toleranţa distanţei dintre axa unui alezaj de la suprafaţa plană de bază este egală cu jocul minim între alezaj şi arbore.

Atunci cînd bazele pentru piesele asamblate nu coincid (fig. 9.29), iar distanţa între aceste baze este limitată de dimensiunile A_{max} şi A_{min}, trebuie să fie satisfăcută condiţia:

$$A_{max}-A_{min}\leqslant 2\Delta_{min}.$$

Toleranţa distanţei dintre axa unui alezaj şi suprafaţa de bază va fi determinată de relaţiile

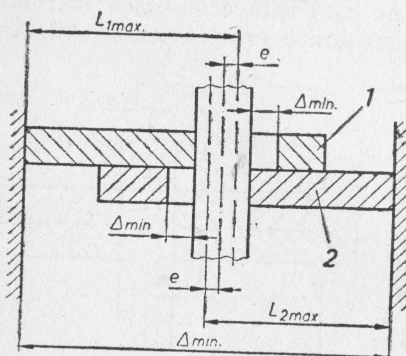


Fig. 9.29. Cotarea faţă de două baze.

$$L_{1max}+L_{2max}-A_{min}=2e$$

$$A_{max}-(L_{1min}+ +L_{2min})=2e$$

Adunînd expresiile de mai sus se obţine

$$(L_{1max}-L_{1min})+ +(L_{2max}-L_{2min})+ +(A_{max}-A_{min})=4e$$

sau

$$\delta L_1+\delta L_2+\delta A=4e$$

$$\delta L_1+\delta L_2=2\Delta_{min}-\delta A,$$

atunci cînd $\delta L_1=\delta L_2=\delta L$ rezultă:

$$\delta L=\Delta_{min}-\frac{\delta A}{2} \quad (9.23)$$

adică toleranţele distanţelor de poziţionare ale axelor unor alezaje faţă de două baze este mai mică decît toleranţa distanţelor de poziţionare faţă de o singură bază cu 1/2 din toleranţa δ/A a dimensiunii A care reprezintă distanţa între cele două baze.

10. METODA PRESCRIERII TOLERANŢELOR PE BAZA TEORIEI PROBABILITĂŢILOR

Aşa cum s-a arătat în capitolele anterioare, în timpul executării pieselor rezultă o dispersie a dimensiunilor obţinute prin prelucrare şi deci este posibil să se utilizeze teoria probabilităţilor la calculul lanţurilor de dimensiuni. Prin această metodă se poate obţine lărgirea cîmpurilor de toleranţă a dimensiunilor componente. Piesele cu toleranţele majorate vor fi folosite în cursul montajului ca şi cele avînd dimensiuni care asigură interschimbabilitatea completă, nefiind sortate sau corectate. Pe baza teoriei probabilităţii se va putea obţine precizia necesară pentru dimensiunea de închidere.

În cele ce urmează se vor da unele noţiuni de bază din teoria probabilităţilor, necesare pentru înţelegerea metodei de prescriere a toleranţelor pe bază statistică.

Se vor analiza caracteristicile erorilor întîmplătoare la un lot de 200 arbori cu diametrul de 12 mm, prelucraţi prin rectificare. Diferenţa între dimensiunile maxime şi minime măsurate va determina intervalul de împrăştiere a dimensiunilor reale R. În cazul de faţă abaterea limită admisă fiind — 0,08 mm rezultă

$$R=d_{max}-d_{min}=12-11{,}92=0{,}08 \text{ mm}=80\,\mu\text{m}.$$

Intervalul total de împrăştiere se subîmparte în intervale în cadrul cărora se face gruparea pieselor cu dimensiuni efective apropiate. Se recomandă ca în limita posibilităţilor numărul intervalelor să nu fie mai mic decît 6. Numărul pieselor ce fac parte din acelaşi interval se numeşte frecvenţă şi este notat cu n_i. Valoarea mediei aritmetice $(\overline{x})$a dimensiunilor efective

$$\overline{x}=\frac{x_1+x_2+\ldots x_n}{N}$$

este raportul dintre suma dimensiunilor efective ale pieselor şi numărul lor. Determinarea valorii mediei aritmetice $\overline{x}$ pentru un număr mare de piese grupate pe intervale se face după relaţia

$$\overline{x}=\frac{x_1n_1+x_2n_2+\ldots x_kn_k}{n_1+n_2+\ldots n_k}=\sum_{i=1}^{k}x_i\,\frac{n_i}{N}, \qquad (10.1)$$

unde k este numărul intervalelor iar $n_1, n_2 - n_k$ numărul pieselor din intervalele respective.

Cum rezultă din tabelul 10.1 media aritmetică $\overline{x}$, care în exemplul citat este de 11,96 mm, defineşte poziţia centrului grupării sau centrului de dispersie a mărimilor întîmplătoare. Cu cît metoda de prelucrare va fi mai puţin precisă cu atît intervalul de împrăştiere va fi mai mare şi cu atît

Tabelul 10.1

Împărţirea erorilor restante

Intervalele dimensiunilor efective în mm x_i	Erorile în mm $v_i=x_i-\overline{x}$	Frecvenţa n_i (numărul pieselor în intervalul respectiv)	Frecvenţa relativă $\frac{n_i}{N}$
11,92	−0,04	2	0,01
11,92−11,93	−0,03	6	0,03
11,93−11,94	−0,02	20	0,10
11,94−11,95	−0,01	48	0,24
11,95−11,96	0,00	56	0,28
11,96−11,97	+0,01	34	0,17
11,97−11,98	+0,02	20	0,10
11,98−11,99	+0,03	12	0,06
11,99−12,0	+0,04	2	0,01
$\overline{x}=11{,}96$	$\Sigma v_i\begin{bmatrix}+0{,}10\\-0{,}10\end{bmatrix}$	$N=200$	$\sum\frac{n_i}{N}=1$

mai pronunţată va fi diferenţa între dimensiunile extreme şi media aritmetică; cu cît prelucrarea va fi mai precisă cu atît intervalul de împrăştiere va fi mai mic, iar dimensiunile vor fi grupate aproape de dimensiunea medie aritmetică.

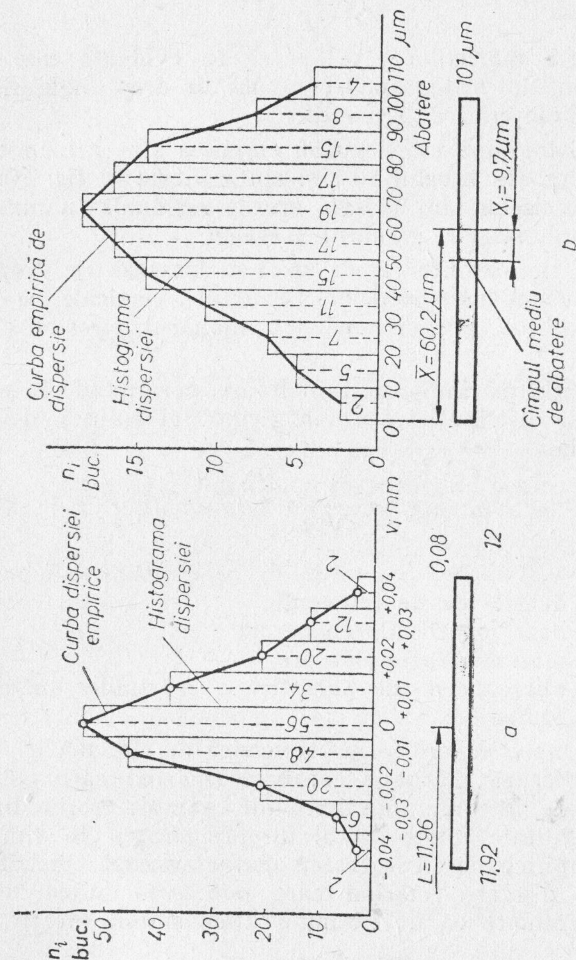


Fig. 10.1. Histograma şi curba empirică de repartiţie a mărimilor întîmplătoare.